SCHENCK

CONTENIDO

SCHENCK

CONOCIMIENTOS BASICOS

DE LA TECNICA DE EQUILIBRADO

PARTE 1

Conocimientos basicos de la tecnica de equilibrado

Parte 1

Maquinas equilibradoras modernas resuelven problemas de equilibrado

Vibraciones pueden tener muy diferentes causas. El excitador de las vibraciones fundamental en la construccion de maquinario es el desequilibrio. Hoy en dia el equilibrado se ha desarrollado a un paso de fabricacion muy importante en la produccion de cuerpos rotativos. Por lo tanto, en esta parte de nuestro simposio discutiremos sobre esto conjunto de problemas.

1. Definicion del termino "equilibrado"

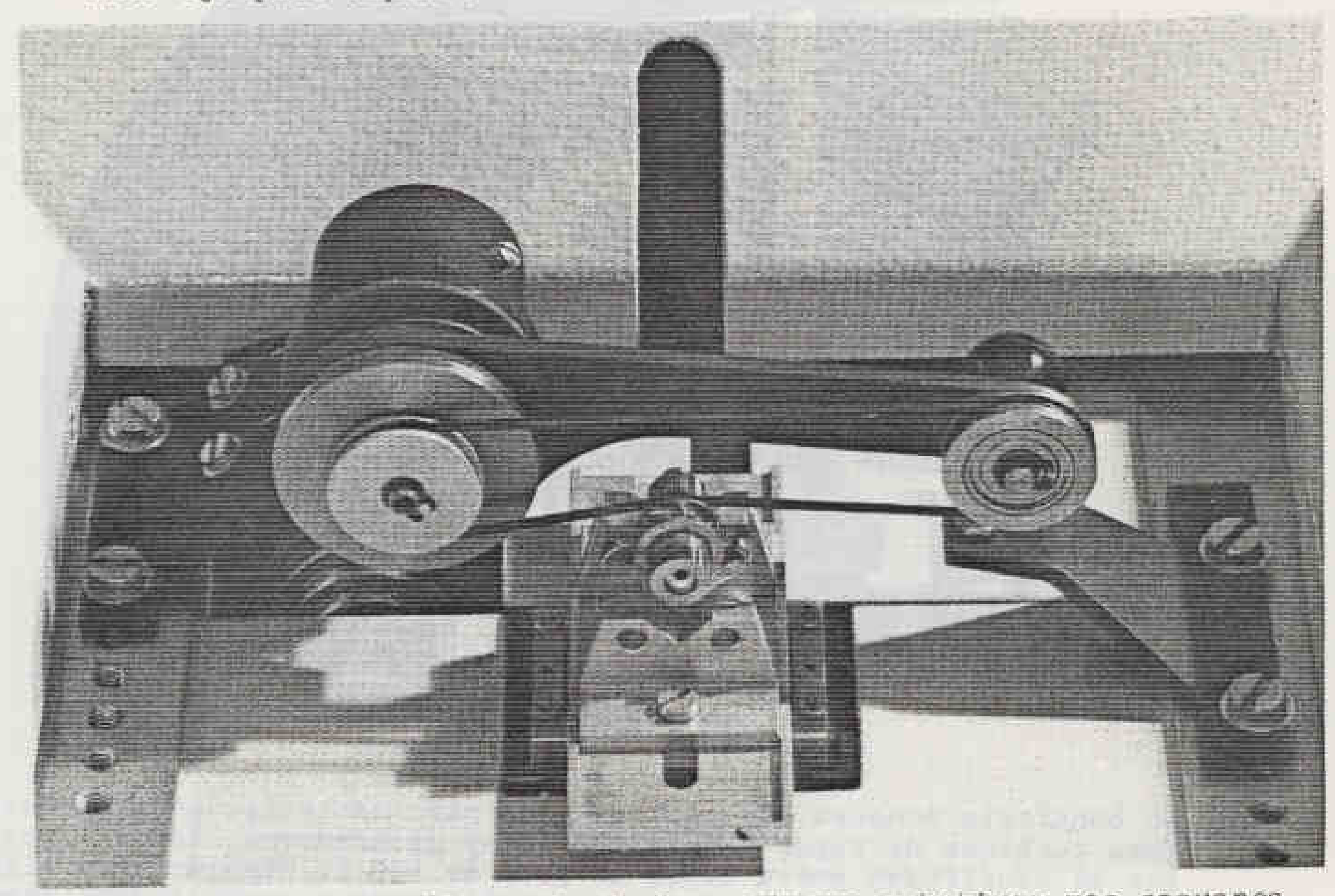
De acuerdo a la definition de la "International Standardization Organization (ISO) el equilibrado es un procedimiento, mediante el cual sera verificado la reparticion de las masas de un rotor y, si necesario, corregido por la compensacion de masas. Con ello debera sera garantizado que las vibraciones frecuentes rotativas de los munones de cojinetes o las fuerzas de los cojinetes se encuentren en limites pre-determinados. De esta definicion resulta que el procedimiento de equilibrado consiste en dos partes, es decir, por el control de la distribucion de la masa y de su correccion.

2. Que tipo de maquina equilibradora para cual rotor?

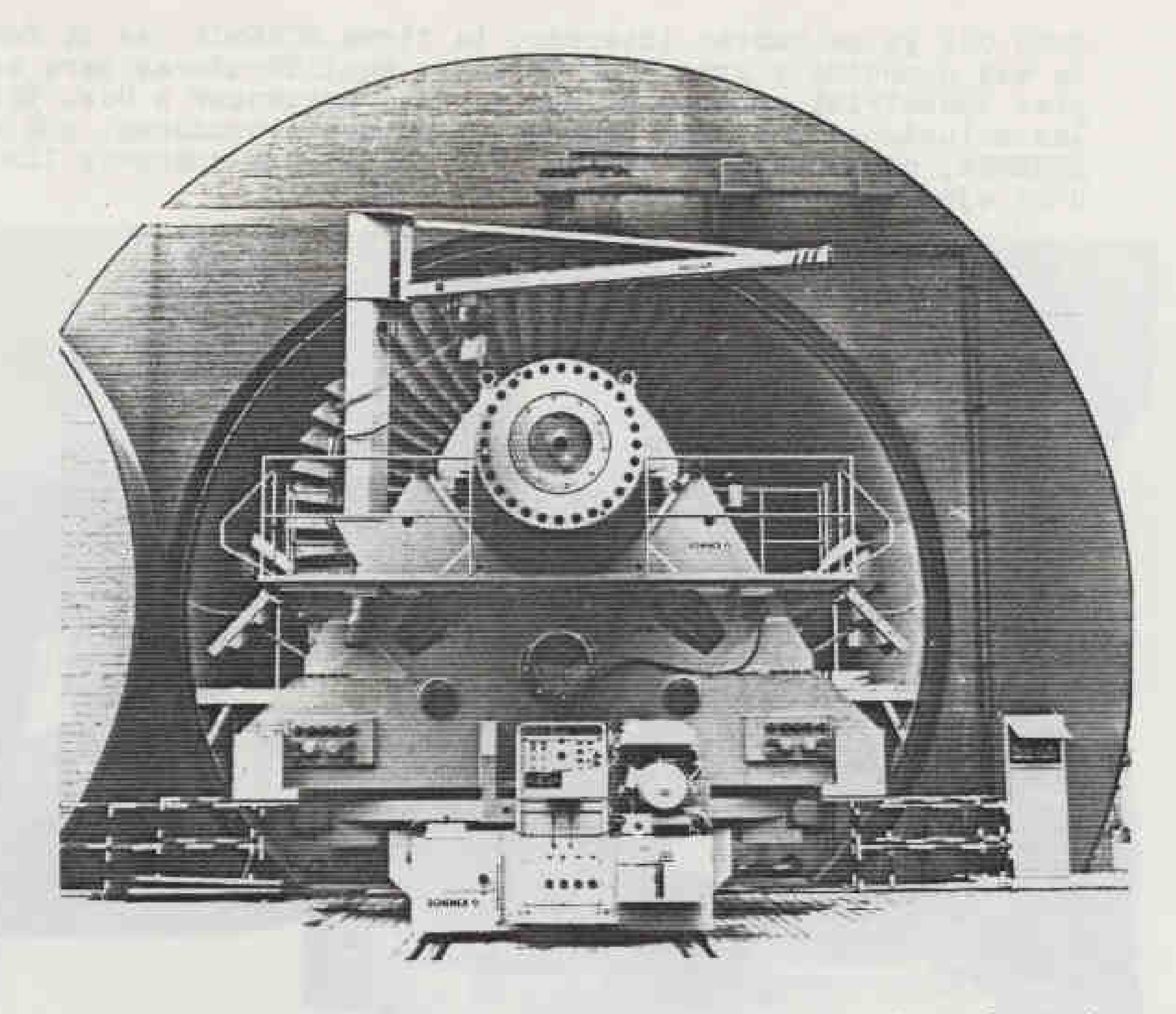
Para el control de la distribucion de masas - esto quiere decir para la medicion de los desequilibrios - hoy en dia estamos en condiciones de poner a disposicion una experiencia extensa y una gran cantidad de posibilidades de solucion. Sin embargo, se necesitan en la mayoria de los casos para la correccion de la distribucion de masas experiencias especificas de la produccion por parte del utilizador. Esta parte del procedimiento de equilibrado exige por consecuencia una cooperacion estrecha entre el fabricante de los rotores y el fabricante de maquinas equilibradoras.

La cantidad de los tipos de rotores diferentes es grande, igual grande es tambien el numero de posibles ejecuciones de maquinas para medir el desequilibrio, y multiples son tambien los metodos para la compensacion del desequilibrio.

Como Uds ya se habran interado, la firma SCHENCK es el fabricante mas conocido y grande de maquinas equilibradoras para su empleo industrial en todo el mundo. Para presentar a Uds. todas las soluciones posibles para maquinas equilibradoras, que ofrece SCHENCK, no alcanza el tiempo. Por tanto, nos queremos limitar a unos ejemplos tipicos:

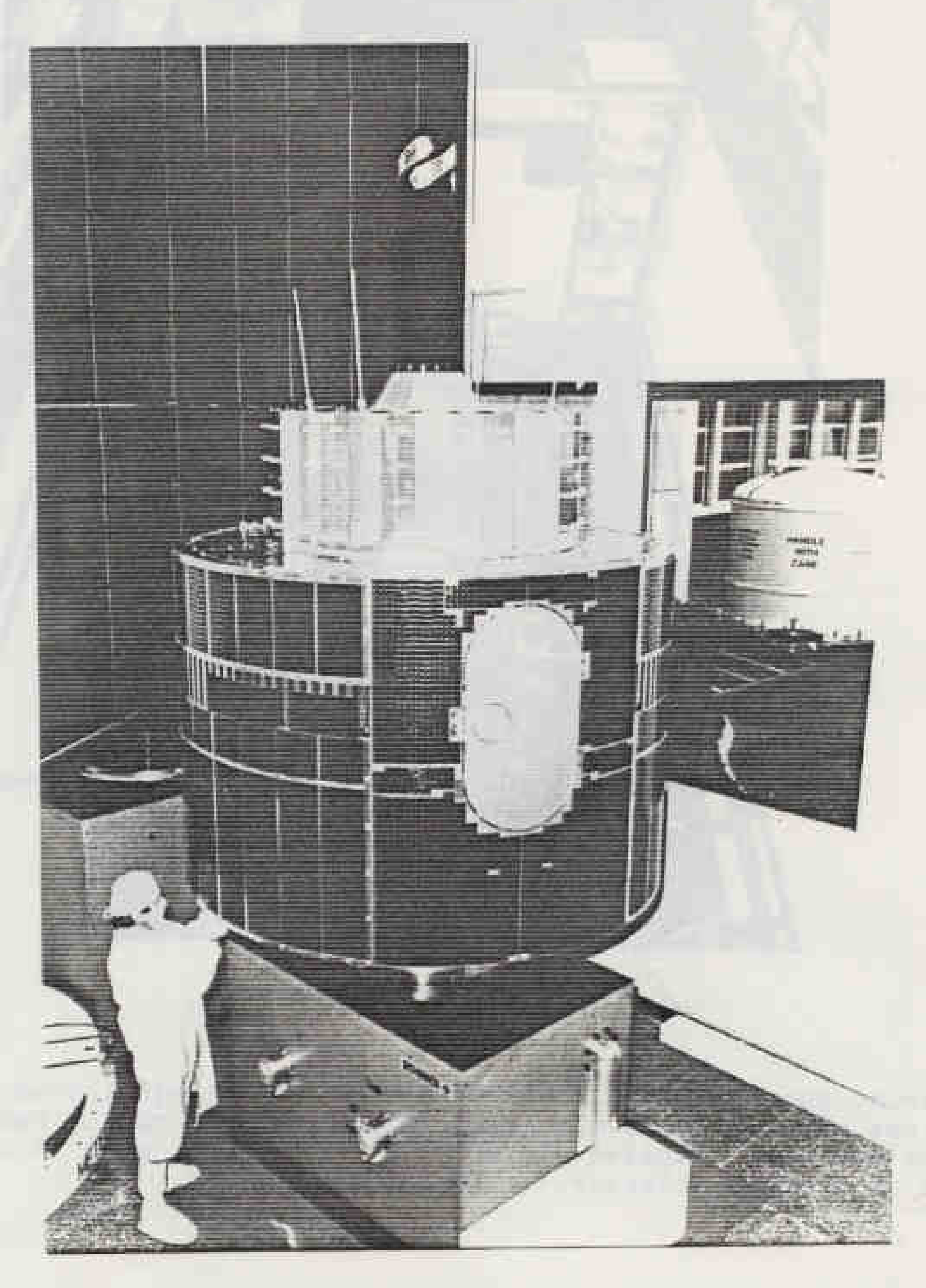


Hoy en dia se equilibran tanto los rotores rotativos mas pequenos como tambien los mas grandes. Como ejemplo de cuerpos mas pequenos, para los cuales hemos concibido las maquinas equilibradoras, les podemos indicar las turbinas dentales, ruedas de relojes y husos pequenos. Rotores de dicho tamano tienen muchas veces un peso inferior a un gramo. Su numero de revoluciones llega hasta 500 000 r.p.m.

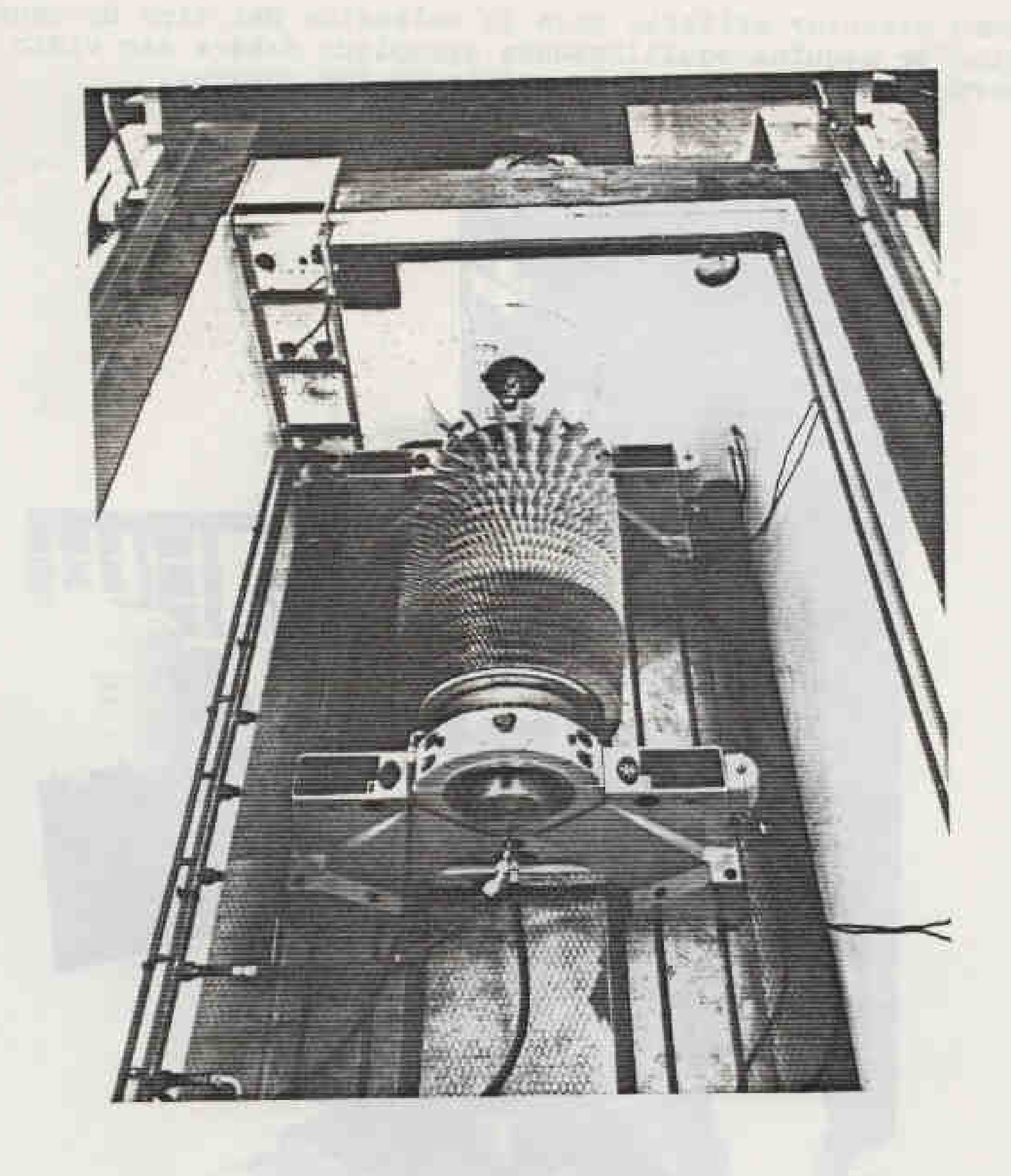


En contraste conocen Uds. los rotores para centrales electricas: como turbinas de vapor a baja presion y generadores. Estos rotores se construyen ahora hasta un peso de 400 t. Tambien para ello hemos construido instalaciones de equilibrado y centrifugado para el equilibrado de los rotores al numero de revoluciones de servicio y para ensayos de seguridad con velocidad de rotacion excesiva.

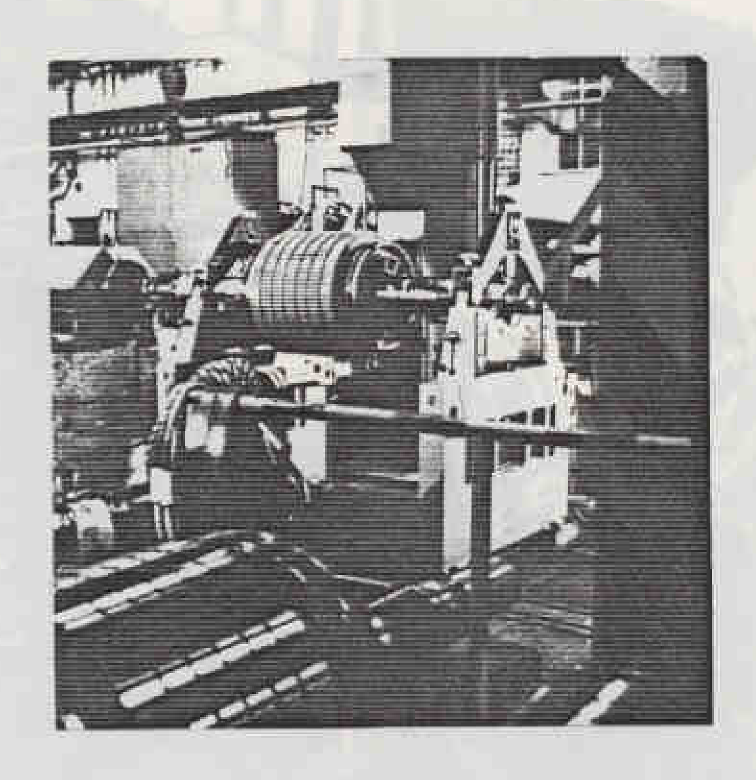
Como ulterior criterio para la seleccion del tipo de construccion de maquina equilibradora apropiada debera ser visto el numero de revoluciones de servicio de los rotores.

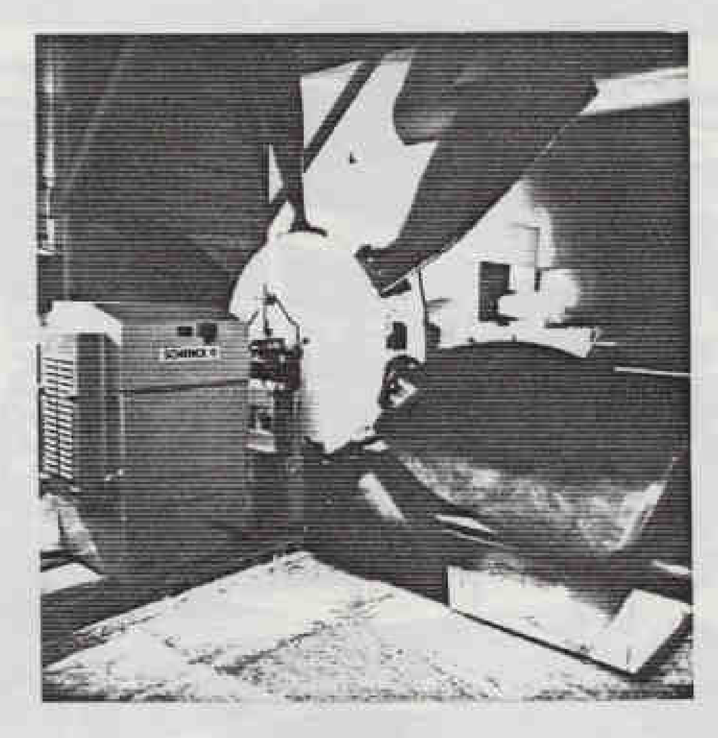


Rotores con un numero de revoluciones de servicio menor son seguramente satelites. Para ello se exigen en parte numeros de revoluciones de equilibrado de solo 30 rpm, lo que exige logicamente requisitos maximos a la maquina equilibradora. Aqui hay que tomar en consideracion, la dificultad que se presenta, al separar con numeros de revoluciones tan bajos la senal de desequilibrio (= valor de medicion) de las vibraciones parrasitas siempre presentes!

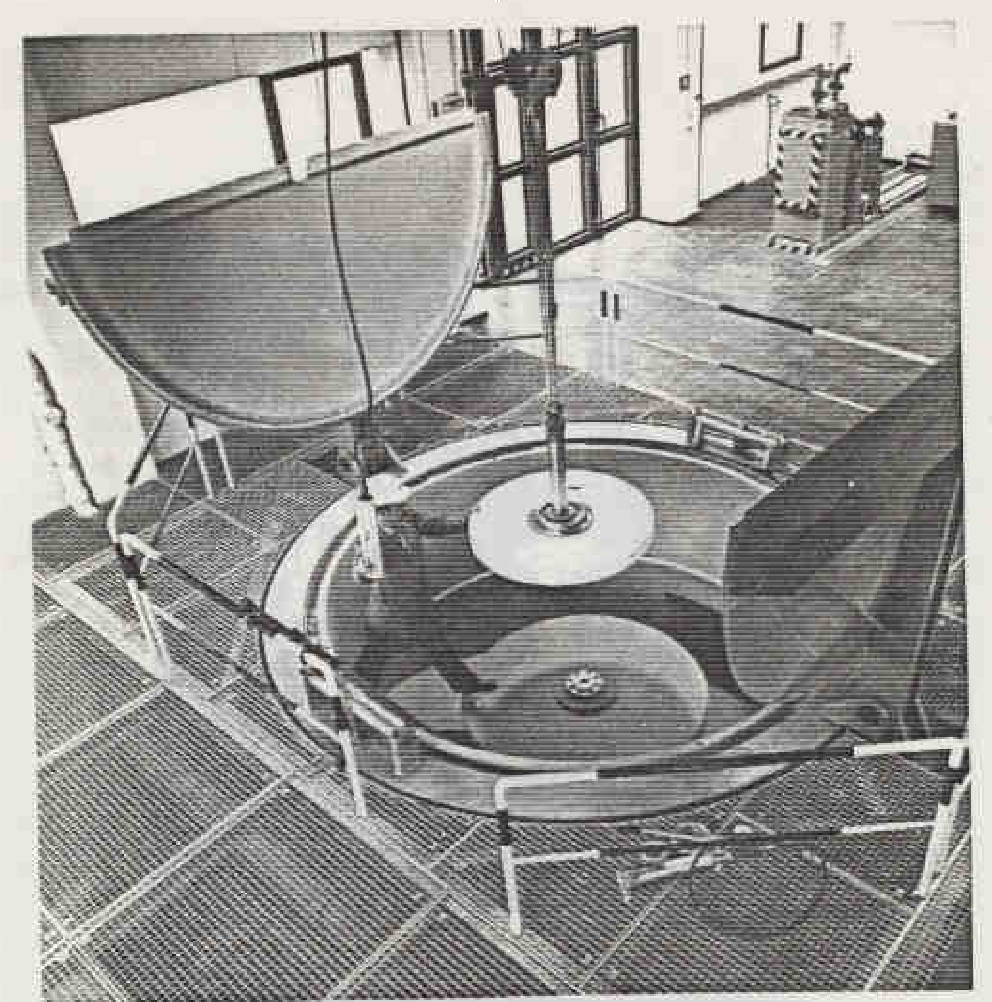


Otros, como, p. ej., los compresores, seran equilibrados a muy altos numeros de revoluciones (aprox. 40 000 rpm) o hasta tendran que ser centrifugados con sobrerevolucionado, como ya mencionado en un ejemplo anterior.

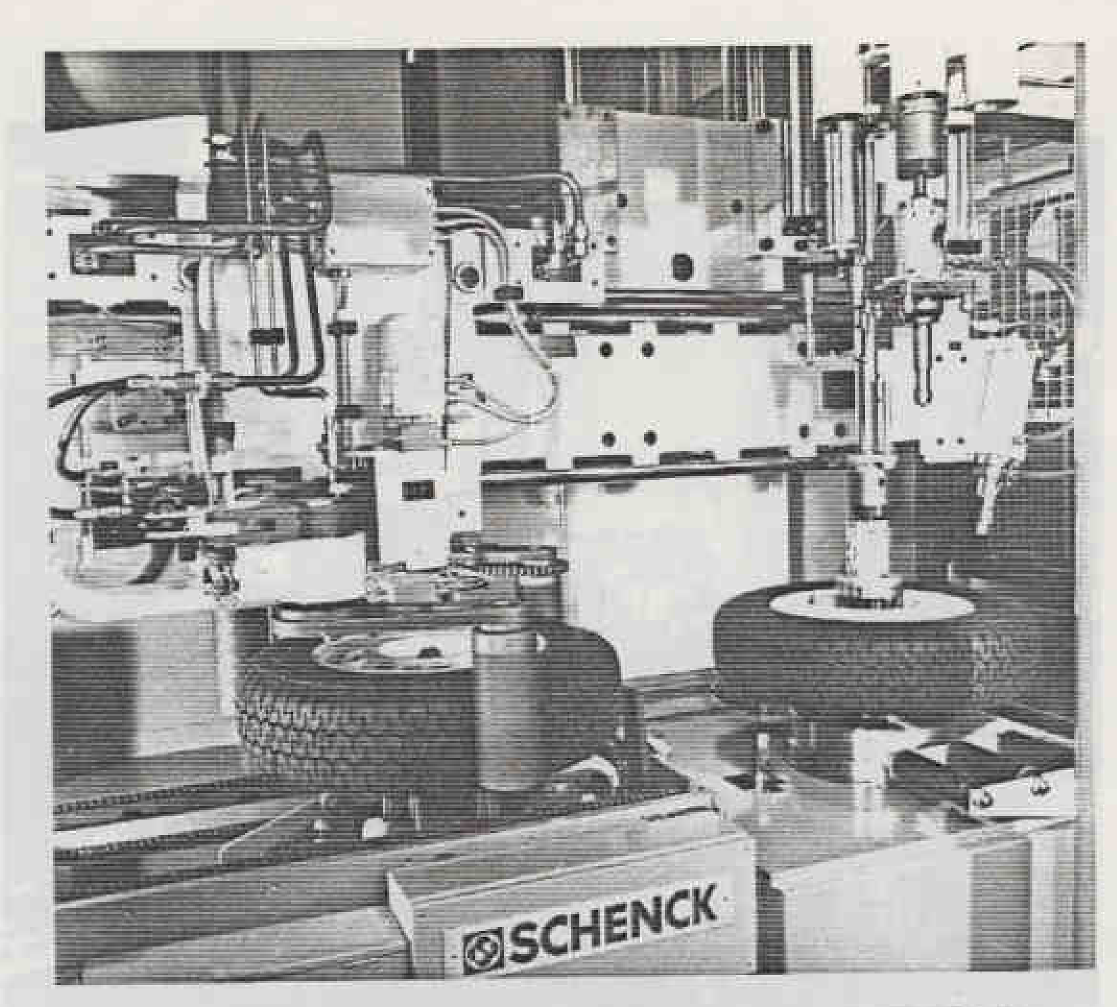


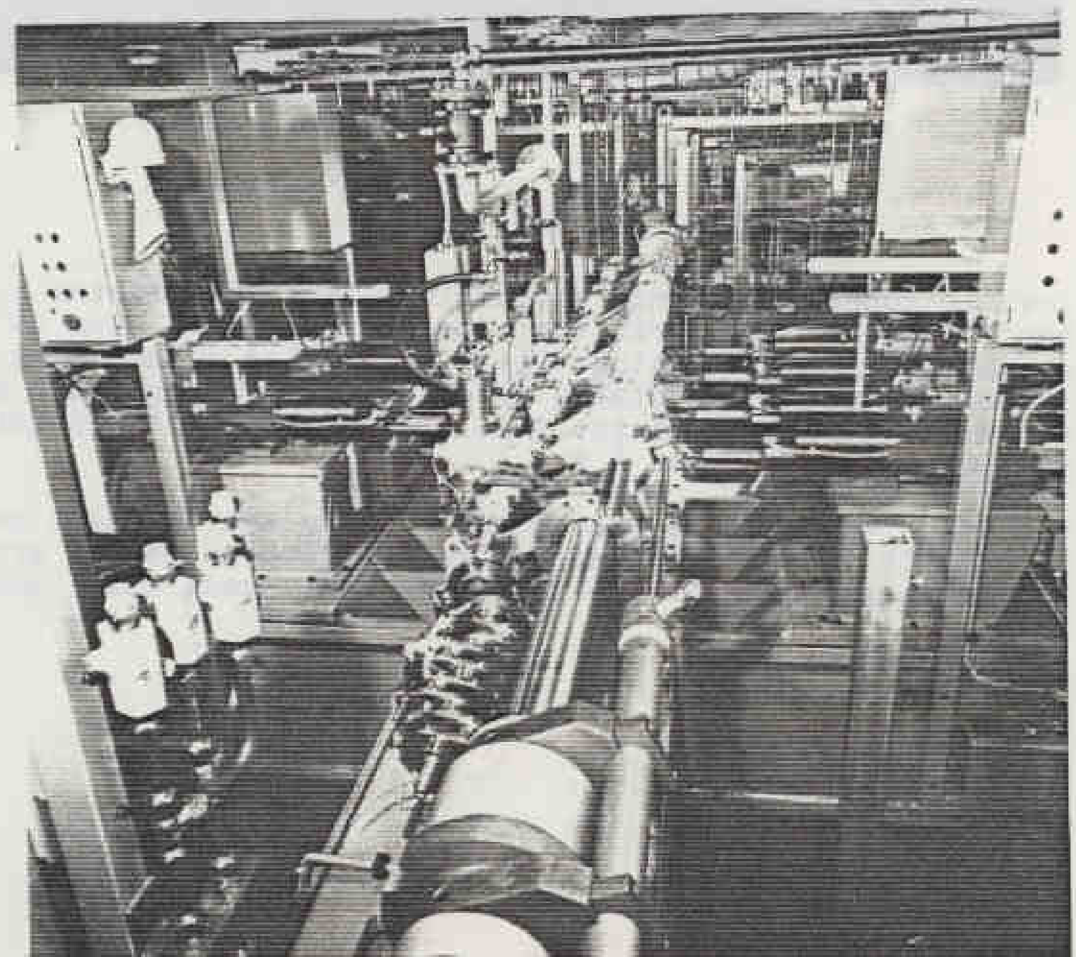


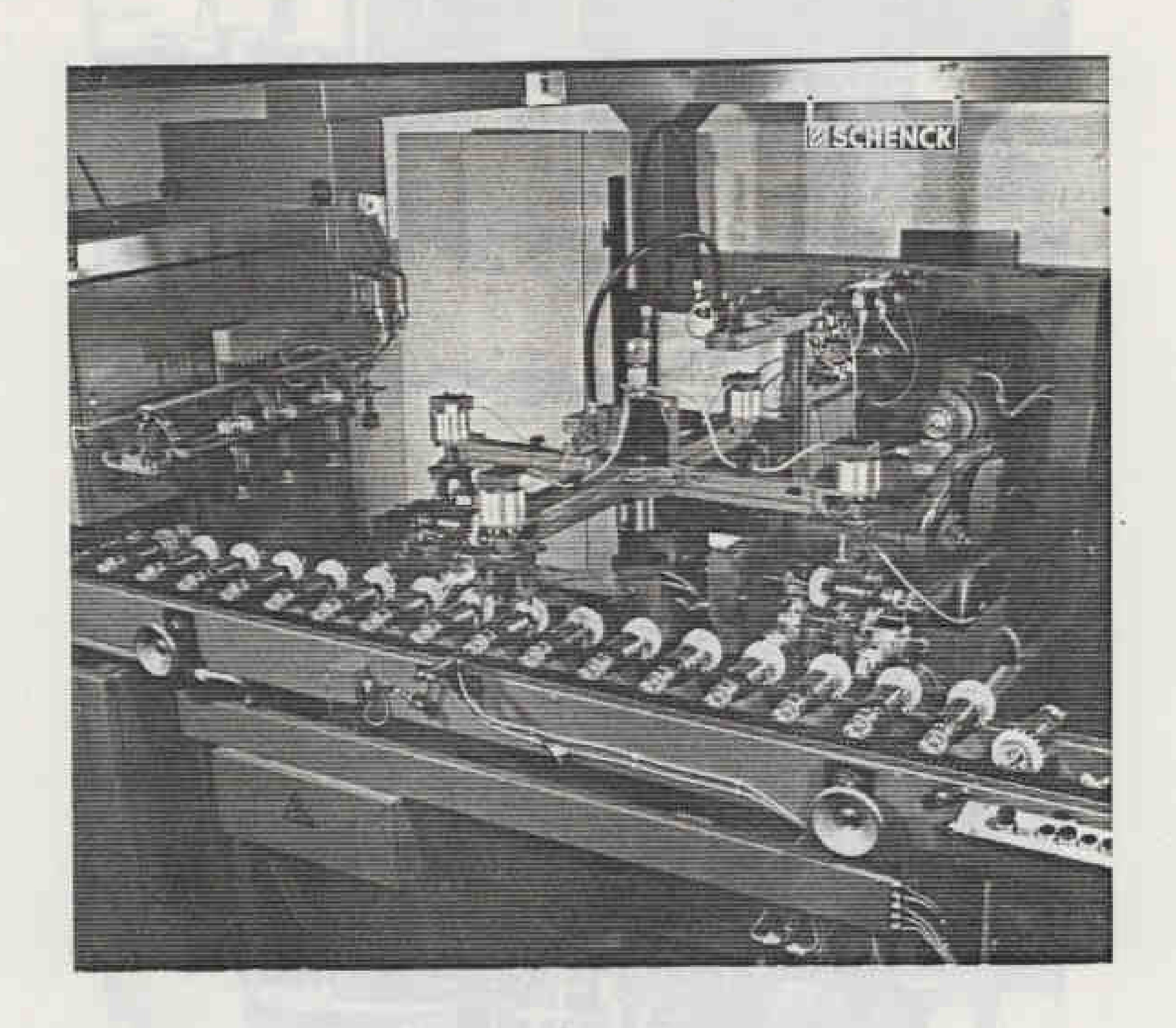
SCHENCK construye y suministra maquinas equilibradora para casos de aplicacion standard, como, p. ej., inducidos electricos o ventiladores.



Pero tambien maquinas especiales para el equilibrado de tambores centrifugos, para compresores y turbinas de aviones. Ademas [illegible] a nuestro programa maquinas de compensacion integrada


SCHENCK



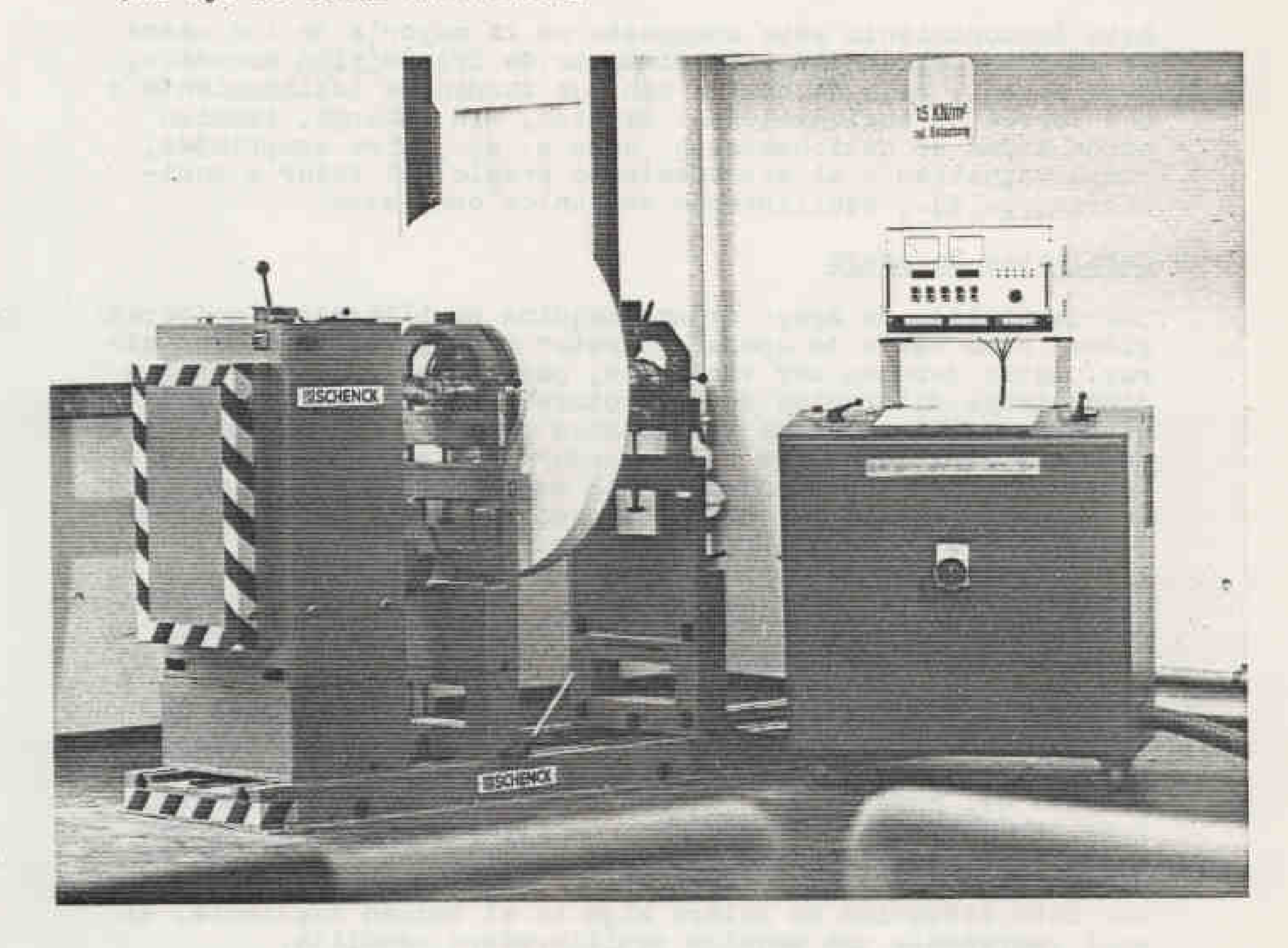


Instalaciones totalmente automaticas para la medicion y compensacion del desequilibrio han sido suministradas para la fabricacion de ruedas de automoviles, ciguenales e inducidos electricos pequenos. Con dichas instalaciones se consiguen tiempos unitarios para la medicion y la compensacion del desequilibrio por parte inferiores a 6 s.

Con ello rozamos solo brevemente el programa extenso, que la firma SCHENCK les puede ofrecer para la solucion de sus problemas de equilibrado. Esta lista pudiera ser continuada mas y mas a voluntad.

3. Forma de construccion de maquinas equilibradoras modernas

Como ya mencionado, la cantidad de las variantes de ejecucion para una maquina equilibradora moderna es tan grande como el numero de los variantes del rotor. La construccion fundamental de una maquina de reciente desarrollo les sera explicado en el ejemplo a continuacion sobre una maquina equilibradora universal con eje de rotor horizontal.



Una semejante maquina esta compuesta de las siguientes partes principales:

a) Bancada de la maquina
b) Accionamiento
c) Caballetes de apoyo
d) Aparato de medicion del desequilibrio.

a) Bancada de la maquina

La bancada de la maquina es la base de la maquina y sirve para acoger los caballetes de apoyo con el rotor a probar y eventualmente tambien el accionamiento. Esta realiza una fuerte union con el fundamento. Está ejecutada de modo tal que las partes de construccion montadas sobre dicha bancada pueden ser desplazadas longitudinalmente y con ello adaptadas comodamente a la configuracion del rotor correspondiente.

b) Accionamiento

Mas tarde les explicaré que sobre las maquinas equilibradoras seran medidas en primer lugar los efectos de las fuerzas centrifugas. Dichas fuerzas centrifugas son proporcional al desequilibrio y al cuadrado de la frecuencia del angulo. Esto significa: las fuerzas centrifugas se presentan unicamente bajo rotacion. Por lo tanto, para poder reconocer las fuerzas centrifugas sobre la maquina equilibradora, el rotor que posee desequilibrio debera ser puesto en rotacion. Para ello necesita la maquina equilibradora un accionamiento.

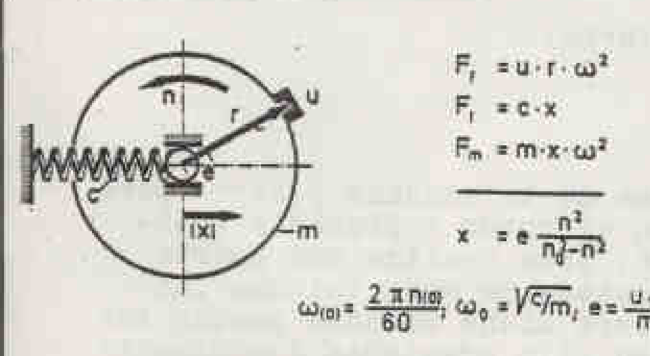
Este accionamiento esta compuesto en la mayoria de los casos de un motor electrico y un elemento de transmision mecanico, como p. ej., caja de cambio con eje cardan de accionamiento o una correa de accionamiento. Existen, sin embargo, tambien otros tipos de accionamiento, como p. ej., aire comprimido, campo magnetico o el accionamiento propio del rotor a equilibrar, p. ej., equilibrando conjuntos completos.

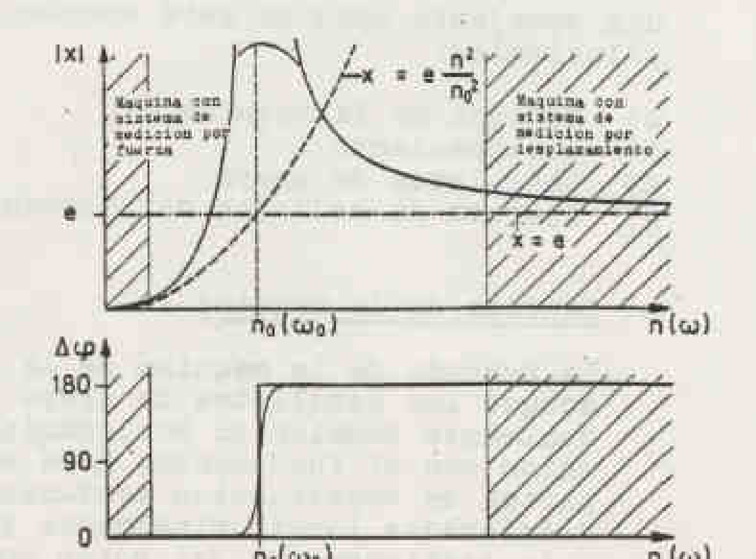
c) Caballetes de apoyo

Los caballetes de apoyo de una maquina equilibradora universal tienen como tarea de apoyar el rotor y de permitir a este girar. Estos deberan ser variables, para poder adaptarse a las dimensiones diferentes de los rotores, en particular a los diametros diferentes de los munones de apoyo. Normalmente las maquinas equilibradoras tipo standard son equipadas con cojinetes a rodillos portantes. Estas son apropiadas para una gama de diametro amplia del munon del rotor y para los numeros de revoluciones de equilibrado usuales.

Paralelamente hay tambien otras posibilidades de alojamiento para el rotor, como p. ej., cojinetes a bolas de servicio, cojinetes de prismas especiales o cojinetes deslizantes.

Un detalle de construccion muy importante del caballete de apoyo es el apoyo de los diferentes sistemas de cojinetes. Esto vale por un lado con respecto a la necesidad de recibir el peso del rotor y las fuerzas dinamicas, pero en especial modo con respecto a la rigidez. La rigidez decide en primer lugar si la maquina equilibradora trabaja con sistema de medicion por fuerza o con sistema de medicion por desplazamiento. Esta situacion se aclara algo en el imagen siguiente, el cual representa una maquina equilibradora sencilla.





Aqui tenemos un cuerpo rotante con la masa m. Este rotor posee una masa de desequilibrio u en el radio r.

El rotor esta apoyado sobre un caballete de apoyo con la rigidez c. Este sistema posee logicamente tambien amortiguacion. Sobre la maquina equilibradora la amortiguacion sin embargo es muy reducida, por tanto, en este caso se puede descuidarse de esta. Si ahora este sistema sera puesto en rotacion, ejerce sobre la masa m debido al desequilibrio una fuerza centrifuga de la magnitud $u \cdot r \cdot \omega^2$. Ya que para este sistema solo es dado un grado de libertad en la direccion x, el rotor realizara vibraciones en este sentido. Las fuerzas centrifugas tienen ahora enfrente por un lado las fuerzas elasticas $F_f = c \cdot x$ y por otro las fuerzas de las masas $F_m = m \cdot x \cdot \omega^2$

Poniendo ahora estas fuerzas en relacion entre si, rapidamente se constatara que las amplitudes de vibracion en tres diferentes gamas se comportaran muy distintamente. Mientras que la fuerza centrifuga con numero de revoluciones cresciente aumenta cuadraticamente, hay para las amplitudes de vibracion a numeros de revoluciones muy bajos, en los cuales las fuerzas de las masas son muy pequenas y por eso uno puede descuidarse de ellas, un aumento sobreproporcional. Con numeros de revoluciones muy elevados, en los cuales actuan principalmente fuerzas de masas y descuidando las fuerzas elasticas, la amplitud de vibracion se acerca a un valor constante. Este valor corresponde al desplazamiento del centro de gravedad del rotor debido al desequilibrio presente. En el intermedio hay una gama, en la cual las amplitudes de vibracion en caso extremo aumentan sin fin. El numero de revoluciones, con el cual se obtiene el maximo, se denomina como frecuencia propia o numero de revoluciones critico.Como anteriormente mencionado, hemos descuidado por el momento la amortiguacion. Incluyendo la amortiguacion en el calculo, no resulta un aumento sin fin de las amplitudes de vibracion, sino uno limitado, como esta representado aqui.

Simultaneamente se realiza para el numero de revoluciones critico un desfasaje entre la excitacion del desequilibrio y la oscilacion del rotor. Mientras que en la gama subcritica la excitacion de desequilibrio y las vibraciones del rotor poseen la misma posicion de fase, persigue en la zona sobrecritica la vibracion del rotor a la excitacion de desequilibrio por 180°.

Ahora el campo de trabajo de las maquinas equilibradoras modernas se encuentra en esta zona subcritica o en esta zona sobrecritica. La gama de resonancia no esta usada. Con numeros de revoluciones muy bajos, es decir, hasta aprox. el 30% del numero de revoluciones critico se encuentra el campo de trabajo de las maquinas equilibradoras con sistema de medicion por fuerza. En esta gama, la vibracion del rotor es casi identica a la vibracion de la fuerza centrifuga. Se puede por lo tanto inferir directamente de las vibraciones del rotor a la fuerza centrifuga y con ello al desequilibrio.

Si el numero de revoluciones de equilibrado es muy inferior a la frecuencia propia del sistema, entonces la maquina equilibradora puede ser determinada como maquina equilibradora con calibrado permanente y sistema de medicion por fuerza. Esto todo suena muy teorico. La verdadera ventaja para un usuario de la maquina equilibradora en la practica, es la transformacion directa de los valores de las vibraciones, medidos con el aparato de medicion de desequilibrio, en unidades de masas de desequilibrio relacionados a los planos de compensacion.

Para ello solo es necesario, entregar al aparato de medicion las dimensiones del rotor, de modo que el aparato pueda calcular los valores correspondientes.

La gama sobrecritica es el campo de trabajo de las maquinas con sistema de medicion por desplazamiento. Para esta clase de maquinas es necesario, efectuar para cada tipo de rotor por lo menos un ciclo de calibrado, para calibrar el aparato de medicion en unidades de desequilibrio y realizar una separacion de planos.

La pregunta, si la maquina equilibradora trabaja como maquina con sistema de medicion por fuerza o con sistema de medicion por desplazamiento, no es por consecuencia unicamente una cuestion del numero de revoluciones, sino tambien una cuestion de la rigidez de apoyo.
El sistema de medicion por fuerza se emplea para la mayoria de los cometidos, debido a su manejo sencillo.
El sistema de medicion por desplazamiento se utiliza para tareas especiales.

d) <u>Aparato de medicion del desequilibrio</u>
El aparato de medicion del desequilibrio de una maquina equilibradora moderna tiene esencialmente tres cometidos principales. Por un lado debera filtrar de la mezcla de vibraciones, la cual sera entregada por los captadores de oscilaciones a los caballetes de apoyo, aquellas oscilaciones, las cuales seran causadas por el desequilibrio. Todas las demas oscilaciones deberan ser suprimidas. Para dicho filtraje de la oscilacion de desequilibrio se aplican hoy tres diferentes sistemas:

- el sistema de filtraje con lampara estroboscopica,
- el procedimiento de la rectificacion gobernada y
- el sistema vatimetrico.

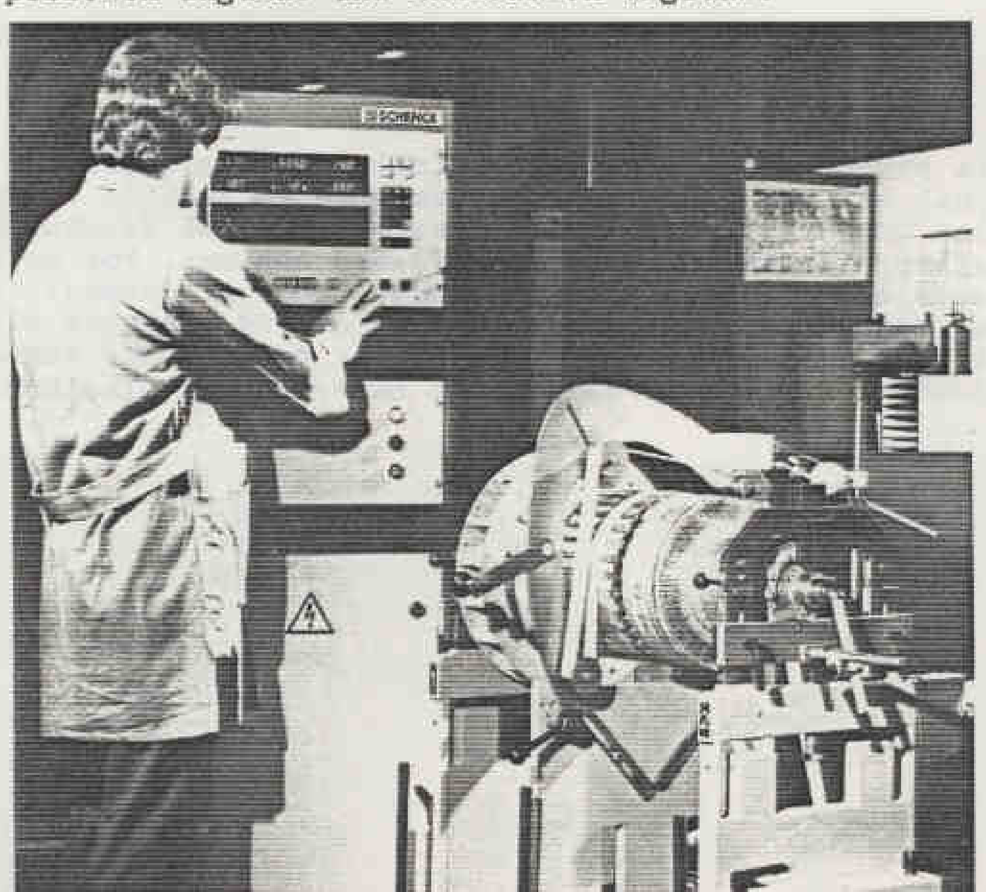
Los tres procedimientos seran empleados de acuerdo a la tarea y el requerimiento de precision. Debido a que la electronica de reciente desarrollo permite muy buenas posibilidades para un filtraje exacto, el procedimiento de filtraje con lampara estroboscopica ya no tiene su aceptacion debido a su poca precision. El unico procedimiento conocido que suprime vibraciones parrasitas con absoluta seguridad es el sistema de medicion vatimetrico. Este procedimiento es empleado principalmente en maquinas equilibradoras SCHENCK. No obstante tienen tambien los otros procedimientos todavia derecho de uso, tanto por motivos de precio o porque en muchos campos de aplicacion son suficiente procedimientos sencillos.

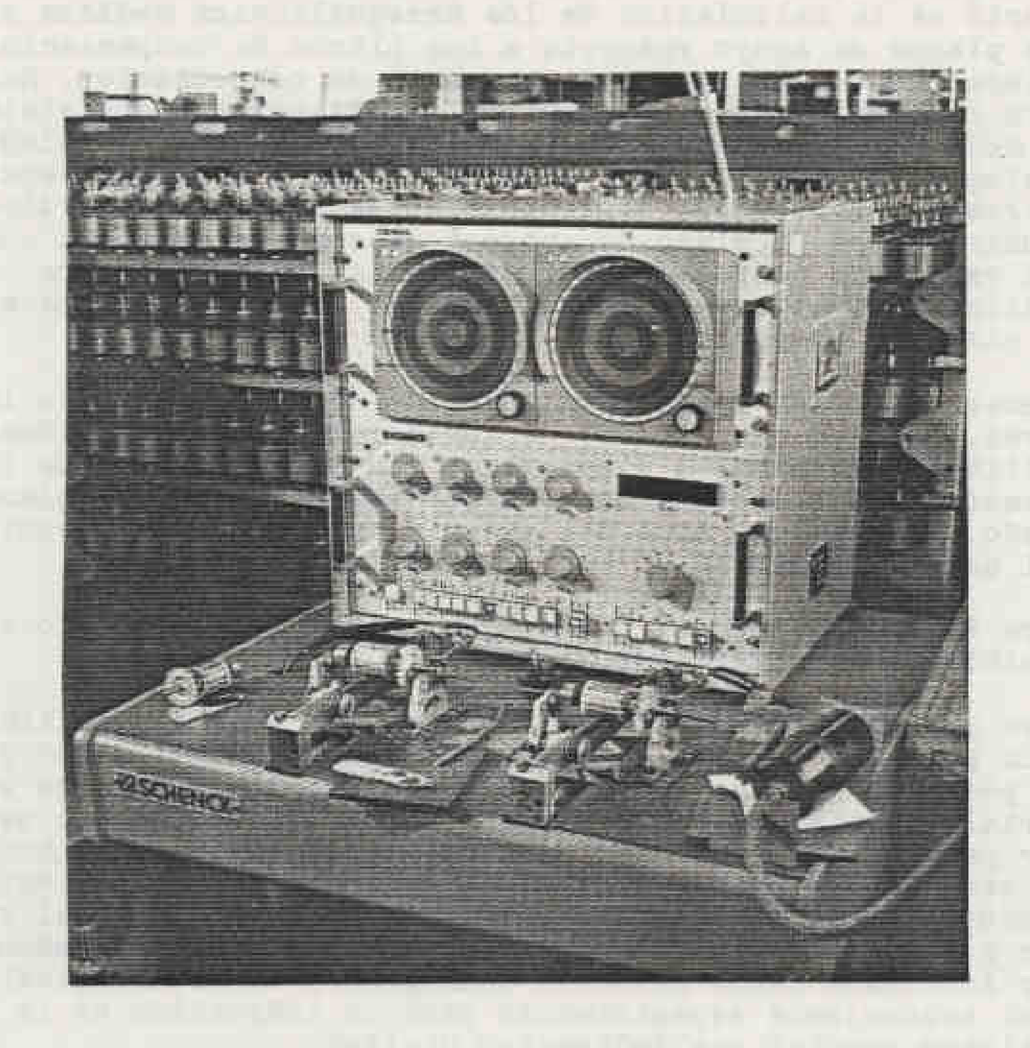
El segundo cometido del aparato de medicion del desequilibrio es la calculacion de los desequilibrios medidos en los planos de apoyo respecto a los planos de compensacion seleccionados anteriormente en masas de compensacion. Esto sera realizado para las maquinas equilibradoras con sistema de medicion por fuerza con ayuda de un circuito calculador analogico o digital. Para ello se entraran en los potenciometros o conmutadores correspondientes solamente las distancias entre el plano de apoyo y de compensacion asi como los radios de compensacion. Despues la indicacion sera realizada directamente en unidades de masas, relacionadas al plano de compensacion.

Ademas, tiene el aparato de medicion del desequilibrio la tarea, como ya mencionado, de indicar los valores de desequilibrio. Aqui hay a disposicion diversos sistemas de indicacion. Cual sistema es el mejor para el problema planteado, depende del tipo del rotor y del modo de correccion del desequilibrio.

Para la indicacion del desequilibrio hay por principio dos posibilidades diferentes:

Esto son indicacion por separado del valor de desequilibrio y la posicion angular e indicacion combinada del valor y la posicion angular sobre un instrumento de indicacion vectorial. Para el caso que la indicacion solo tenga que servir para la determinacion de los valores de desequilibrio y no sea necesario otro control del comportamiento del rotor, entonces es suficiente una indicacion por separado del valor y de la posicion angular. Los valores medidos pueden ser indicados tanto en forma analogica y tambien digital. Aqui aconsejamos especialmente para la indicacion de la posicion angular una indicacion digital.

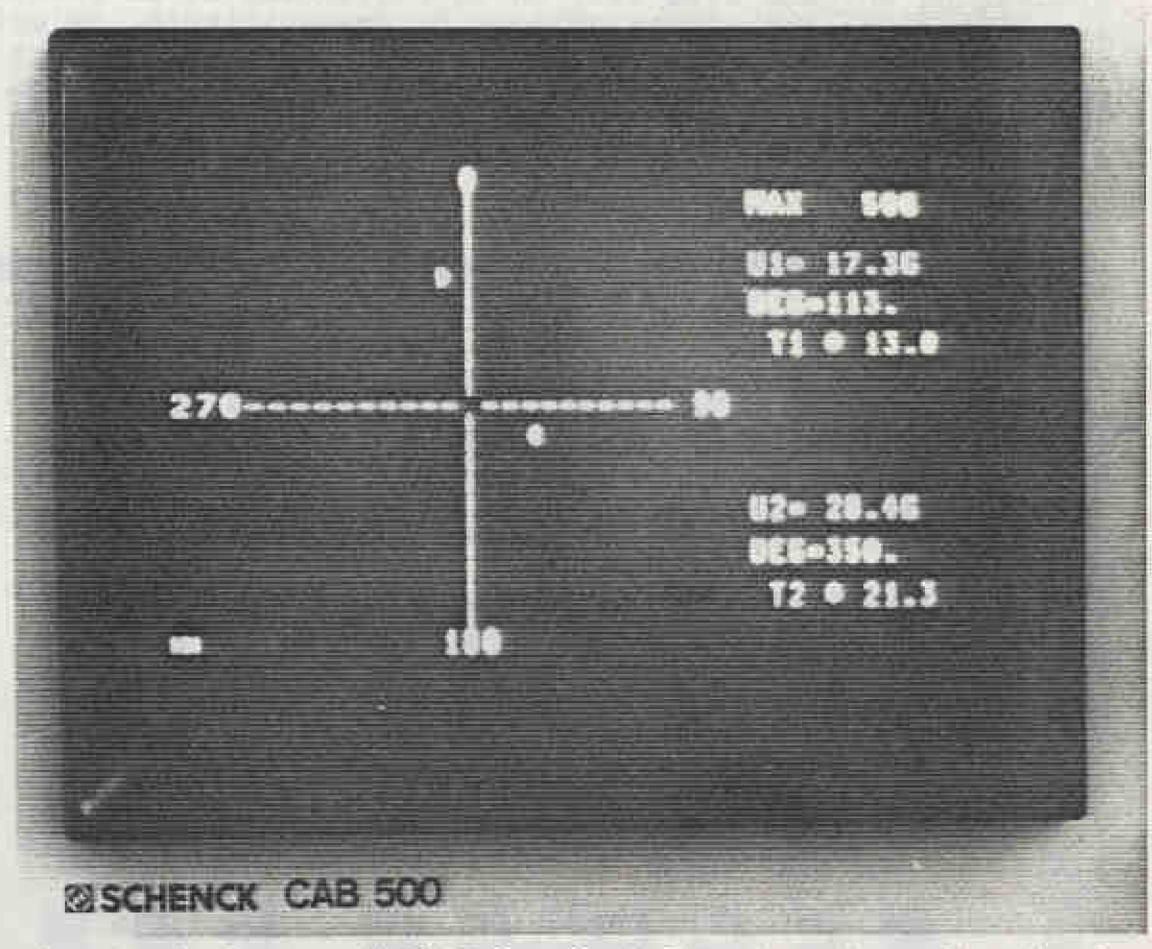




La representacion vectorial indica el desequilibrio tal cual como se presenta efectivamente en sentido fisical, o sea como vector. El vectorimetro indica el desequilibrio siempre inmediatamente y en forma continua. Por lo tanto, este es especialmente apropiado cuando el desequilibrio de un rotor se modifica con numeros de revoluciones diferentes, o el comportamiento del rotor deberia ser controlado dentro de una gama amplia del numero de revoluciones.

F1 OPERATOR NUMBER :3
F2 ROTOR DATA
F4 ROTOR SER.NO RN=1
F5 UNBALANCE:
U1= 17.3G U2= 20.4G
DEG=113. DEG=350.
T1@13.0 T2@21.3

SCHENCK CAB 500



Aparte de las posibilidades de indicacion descritas hasta ahora, el desarrollo en la tecnica del microprozesador ha

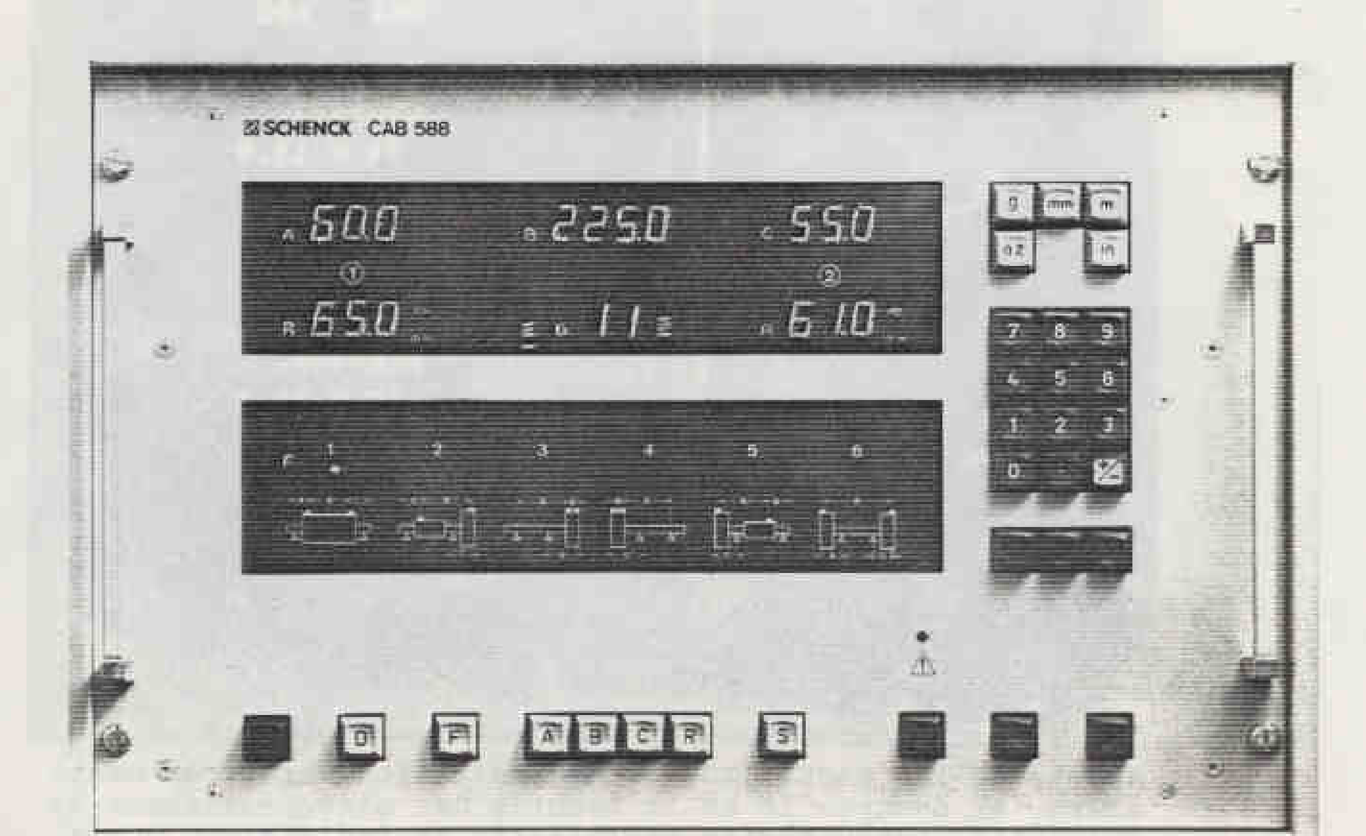
Aparatos de medicion del desequilibrio gobernados por microprozesadores con indicacion por pantalla, o tambien aquellos que poseen unicamente una indicacion digital, como, p. ej., el aparato de medicion SCHENCK tipo CAB 588 ofrecen las siguientes ventajas:

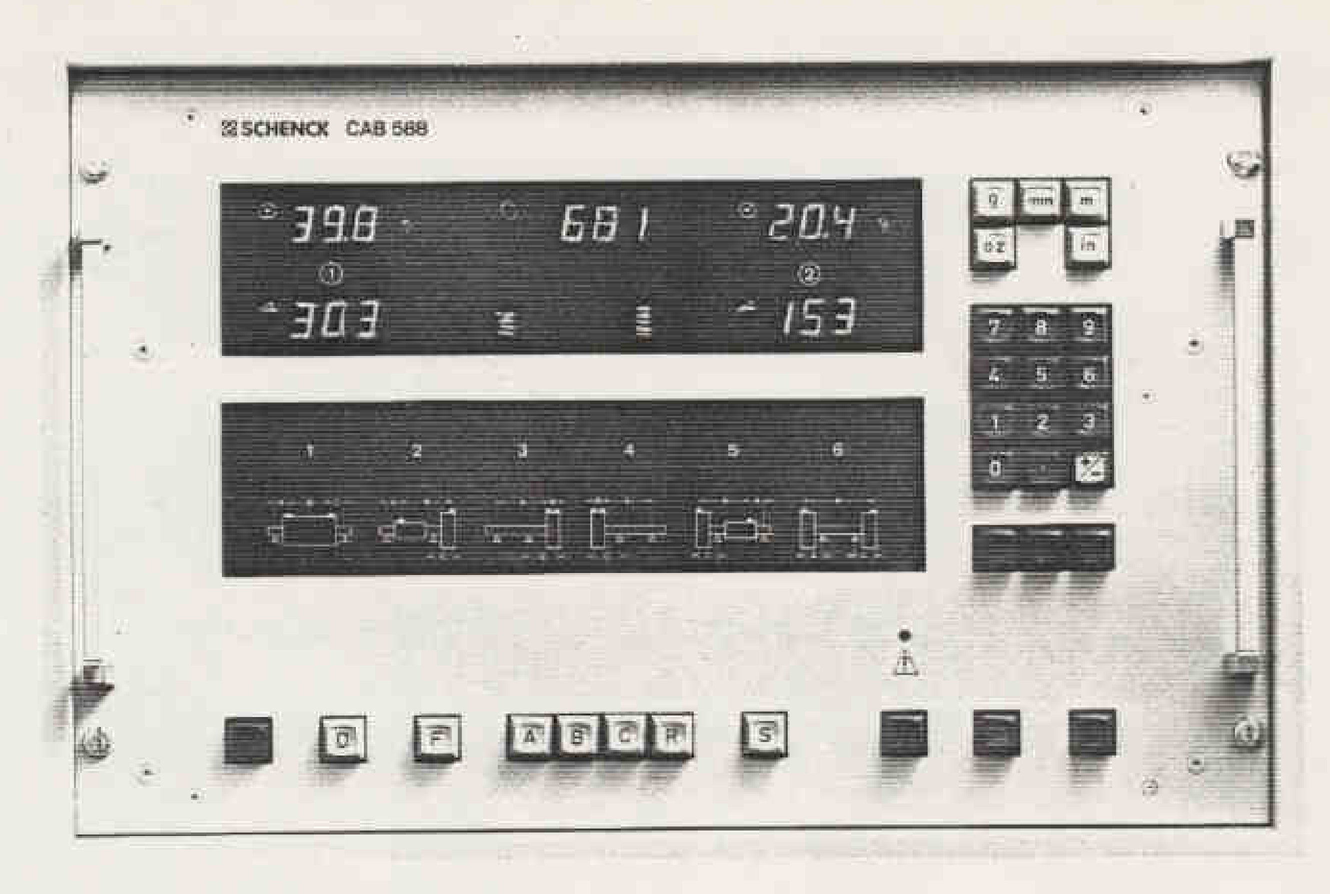
- el aparato de medicion conduce al operador mediante instrucciones e informaciones correspondientes en la indicacion El operador entra mediante un teclado para el primer rotor de un nuevo tipo los datos requeridos. Dicho teclado es similar a las unidades de entrada de maquinas de herramientas gobernadas por CNC.

- Para el caso que un rotor del mismo tipo ha sido equilibrado en la maquina equilibradora anteriormente, solo debera ser entrado el numero codigo para este rotor. Los demas ajustes son innecesarios. Los datos del rotor memorizados seran indicados inmediatamente y el ciclo de medicion puede iniciar.

- Los datos del rotor seran memorizados en una memoria electronica y no en una memoria magnetica. Una bateria intermedia se encarga que tambien en caso de fallo de la red, se mantengan los datos memorizados.

- La software de los aparatos de medicion del desequilibrio SCHENCK esta construida de modo que el operador pueda en cualquier momento trabajar libremente en el programa. El puede, p. ej., con datos de entrada incorrectos, corregir estos datos <u>despues</u> del ciclo de medicion, sin tener que efectuar todo el proceso de entrada otra vez. En la indicacion seran indicados inmediatamente los nuevos valores de desequilibrio, relacionados a los nuevos datos entrados. Permite ademas cambiar posteriormente de la compensacion polar a la compensacion de lugar fijo, sin tener que realizar nuevamente un ciclo de medicion.





CAB 588: Indicacion del desequilibrio en forma polar:
plano izquierdo: 39,8 g en el angulo 303°,
plano derecho: 20,4 g en el angulo 153°

0.15 g   2. 4   0.02 g

40.5   60.1

CAB 588: Indicacion del desequilibrio en componentes:
plano izquierdo: 0,15 g en el lugar posicion 2
40,50 g en el lugar posicion 3

plano derecho: 0,02 g en el lugar posicion 4
60,10 g en el lugar posicion 5

SCHENCK

CONOCIMIENTOS BASICOS

DE LA TECNICA DE EQUILIBRADO

PARTE 2

Conocimientos basicos de la tecnica de equilibrado

Parte 2

El equilibrado correcto de rotores rigidos y elasticos

En la primera parte del entrenamiento hemos dicho que el equilibrado es un proceso, en el cual por primero se controla la reparticion de las masas de un cuerpo en rotacion y por segundo se corrigen estas de manera que las oscilaciones frecuentes de giro queden en los limites pre-entregados. Ademas Uds. se han enterado y visto cuales posibilidades de solucion para el control de la distribucion de las masas puede ofrecer el fabricante de las maquinas equilibradoras. En esta parte nos queremos ocupar prinquecipalmente de lo que hay que observar corregiendo el desequilibrio medido.

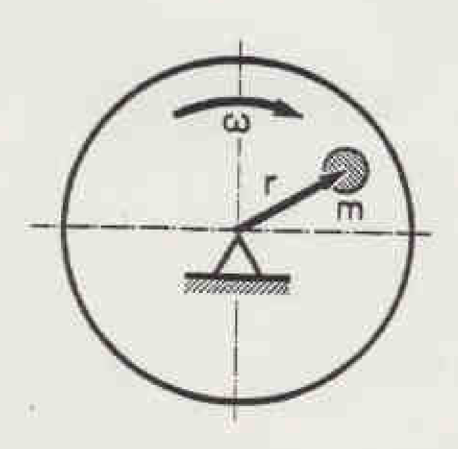
Para entender mejor el complejo de preguntas "correccion del desequilibrio" tendremos que tratar denuevo la teoria y aclarar la pregunta:

1. Que es desequilibrio?

Como ya mencionado, ocasiona cada masa m, que gira en un radio r con la velocidad angular ω por un punto E, una fuerza centrifuga. Esta fuerza centrifuga es proporcional a la masa y al radio asi como al cuadrado de la velocidad angular.

$$F = m \cdot r \cdot \omega^2.$$

Desequilibrio



Fuerza centrifuga: $F = \underbrace{m \cdot r}_{u \cdot r} \cdot \omega^2$

Desequilibrio: $\vec{U} = u \cdot \vec{r}$ [gmm]

$$\omega = \frac{2\pi n}{60} \approx \frac{n}{10}$$

Por consecuencia la fuerza centrifuga sera determinada del producto m . r y del cuadrado de la velocidad angular. En lugar de la masas m se puede decir tambien masa de desequilibrio. Esta entonces sera denominada U. El producto u . r es una de las mas importantes expresiones en la tecnica de equilibrado y denomina el desequilibrio

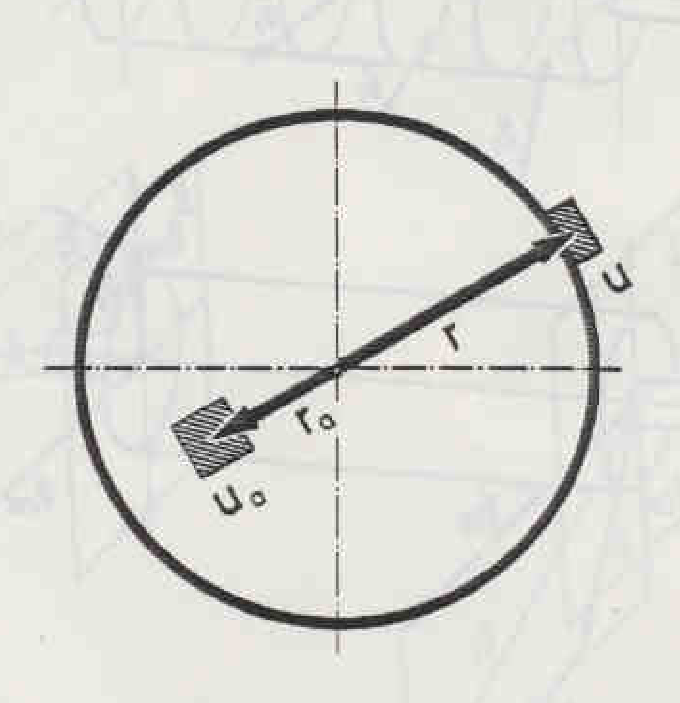
$$U = u \cdot r \text{ (gmm)}.$$

Aqui hay que tomar en cuenta que el radio y con ello tambien

2. Desequilibrio de un rotor de forma discoidal

Teniendo presente un rotor concreto, entonces contemplamos primeramente un disco fino, el cual ha sido cortado de un rotor en forma vertical respecto al eje de giro. El estado de desequilibrio de este nuevo rotor esta descrito por la masa de desequilibrio u en el radio r. Este desequilibrio sera compensado mediante una masa de desequilibrio u_a en el radio r_a. Es decir, una compensacion de desequilibrio del cien por cien es realizada, cuando al desequilibrio inicial U este exactamente enfrente a 180° un desequilibrio de compensacion U_a. El estado de desequilibrio de un rotor de forma discoidal, el cual se encuentra exacta y verticalmente sobre el eje de rotacion, puede por lo tanto ser descrito por completo mediante un solo desequilibrio. La compensacion de este desequilibrio puede ser efectuada en un solo plano.

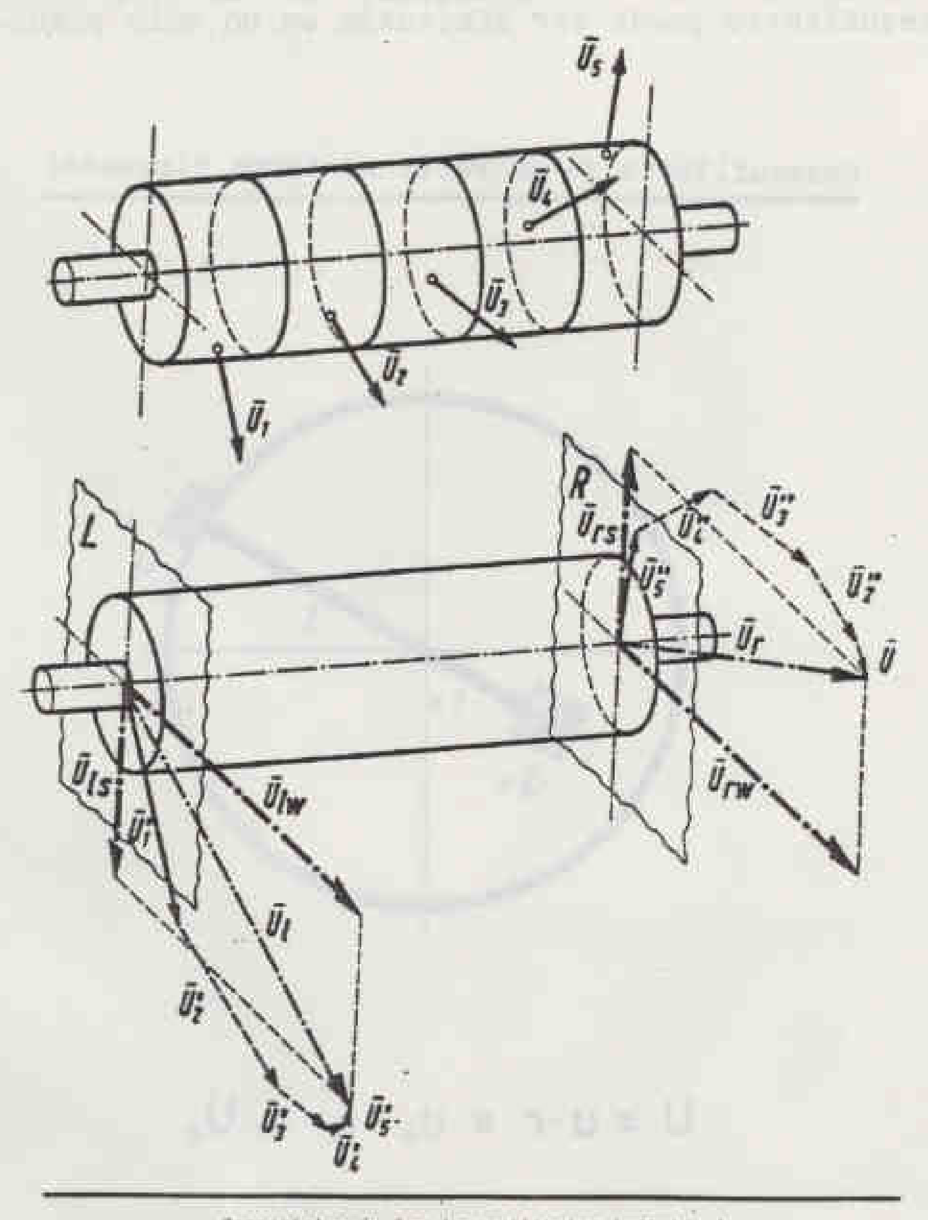
Desequilibrio de un rotor en forma discoidal



$$U = u \cdot r = u_a \cdot r_a = U_a$$

3. Desequilibrio de un rotor general

Lamentablemente la mayoria de los rotores, que se presentan en la practica, no son rotores en forma discoidal, sino poseen una extension axial, es decir, son rotores mas o menos cilindricos. Pero es posible imaginerse que un semejante rotor esta dividido en una cantidad muy grande de discos individuales. Cada uno de estos discos posee un determinado desequilibrio con valor y posicion angular. Todos estos desequilibrios individuales pueden ser desplazados de acuerdo a las reglas de la estatica en dos planos, p. ej., en planos finales. Aqui estos pueden ser juntados como vectores y entonces se denominan desequilibrios complementarios. Mediante estos dos desequilibrios en los planos finales, planos de apoyo, planos de correccion o cualquieras, esta descrito por completo el estado de desequilibrio total de un rotor rigido discrecional.

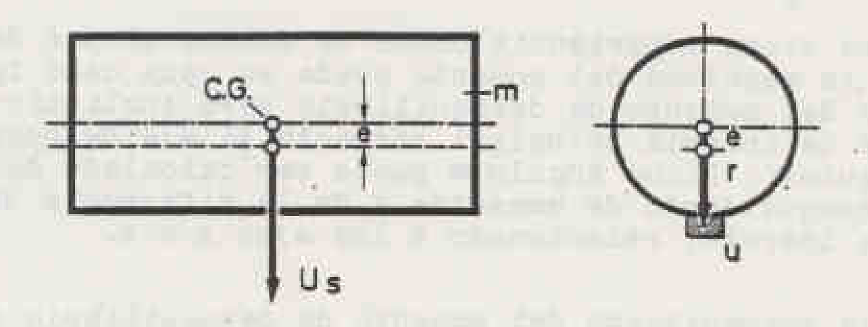


Composicion de los desequilibrios individuales de un rotor en los dos planos finales

Ahora la compensacion del desequilibrio exige una correccion en cada uno de estos dos planos seleccionados, es decir, es

Para poder siempre interpretar correctamente el desequilibrio y para desarrollar procedimientos de compensacion adecuados debemos conocer las formas de aparicion diferentes del desequilibrio.

4. Desequilibrio estatico



Desplazamiento del centro de gravedad : $e = \frac{u \cdot r}{m}$

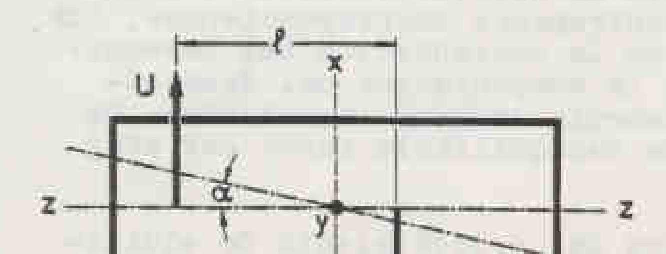
$$\left[\frac{gmm}{kg} \triangleq \mu m\right]$$

Suponemos aqui un rotor perfectamente equilibrado. Si colocamos en este rotor un desequilibrio individual exactamente en aquel plano, en el cual se encuentra tambien el centro de gravedad del rotor, entonces obtenemos un desequilibrio estatico. Debido a este desequilibrio estatico se ha desplazado paralelamente el eje de inercia principal del rotor desde el eje de giro por el valor e. Esta medida e es mayor cuanto mas grande es el desequilibrio aplicado y tanto mas pequeno cuanto mas grande es la masa del rotor. Con ello resulta

$$e = \frac{u \cdot r}{m} \left[\frac{gmm}{kg}\right] = \mu m$$

La correccion de un semejante desequilibrio estatico puede ser realizada mediante un desequilibrio individual, el cual se encuentra tambien exactamente en el plano del centro de gravedad o mediante mas desequilibrios en otros planos, los cuales corresponden juntados a un desequilibrio individual en el plano del centro de gravedad.

5. Desequilibrio de momentos



Momento de desequilibrio : $U_M = U \cdot \ell$ [gmm²]

Tambien aqui partimos de la idea que se trata de un rotor perfectamente equilibrado y colocamos dos desequilibrios del mismo tamano en dos diferentes planos, pero desplazados en relacion con el otro por 180°. Ambos desequilibrios forman un momento. La magnitud del desequilibrio de momentos resulta de la magnitud de desequilibrio colocada y su distancia entre si.

$$U_m = U \cdot l$$

Aqui no tiene importancia donde se coloca el par de desequilibrio, la magnitud del momento queda en cada caso igual. Como efecto del momento de desequilibrio sera inclinado en el rotor el eje de inercia principal respecto al eje de rotacion por el angulo α. Dicho angulo α puede ser calculado de la magnitud del desequilibrio de momentos y de la diferencia de los momentos de inercia, relacionado a los ejes x e z.

Para la compensacion del momento de desequilibrio debera ser aplicado tambien un momento, es decir, dos desequilibrios individuales en dos diferentes planos, desplazados por 180° respecto al momento de desequilibrio inicial.

6. Desequilibrio dinamico

En la practica se presentan muy raras veces rotores, en la cual el desequilibrio existente consiste en un desequilibrio puramente estatico o de un puro momento de desequilibrio. Mas bien resultara en la mayoria de los casos una reparticion del desequilibrio que consiste en desequilibrio estatico y en momento de desequilibrio en cualquier posicion entre si. Esto significa que en la practica normalmente un rotor puede haber desequilibrios en 2 planos que son diferentes en su magnitud y que pueden haber angulos discrecionales entre si. Esta reparticion discrecional del desequilibrio se denomina desequilibrio dinamico.

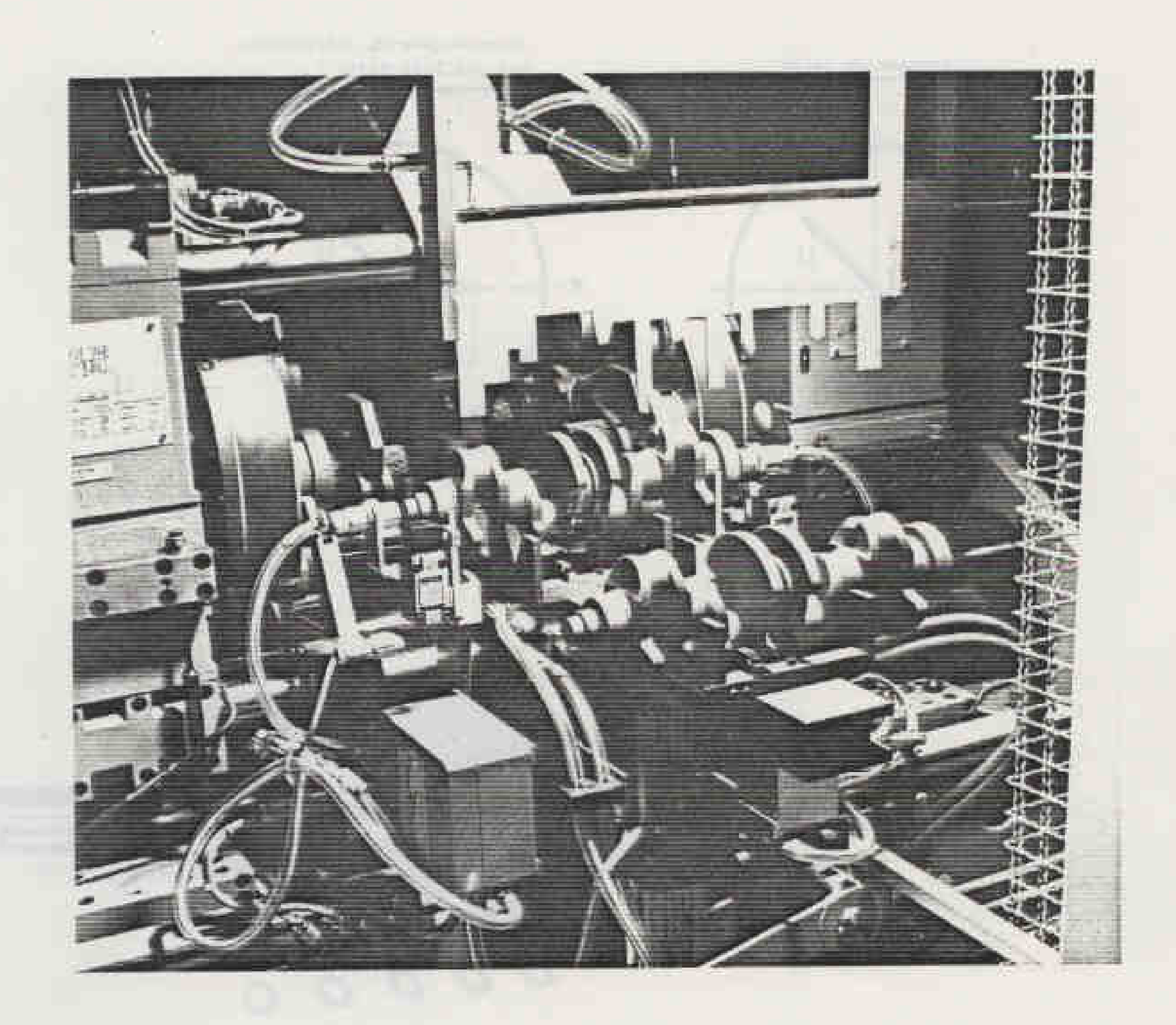
7. Compensacion de desequilibrio

Despues de la descripcion de este conjunto fundamental podemos pasar a la segunda parte del procedimiento de equilibrado, a la correccion del desequilibrio. Hasta el momento siempre se ha partido del supuesto que el rotor esta construido de modo tal que el eje de inercia de la masa coincida dentro de los limites normales con el eje de rotacion. Esto significa que la correccion del desequilibrio toma en consideracion exclusivamente errores no evitables, como: tolerancias de dimensionado, diferencias en material, etc.

Tomamos como ejemplo un ciguenal de dos cilindros. Este posee debido a su funcion un momento de desequilibrio muy grande, ocasionado por las dos gualderas, que se encuentran una enfrente de la otra. Este momento de desequilibrio esta logicamente compensado mediante contrapesos correspondientes, los cuales seran colocados antes de la compensacion del desequilibrio del ciguenal. Con ello la compensacion del desequilibrio debera considerar unicamente errores inevitables. De esta manera la compensacion de desequilibrio puede ser efectuada muy economicamente.

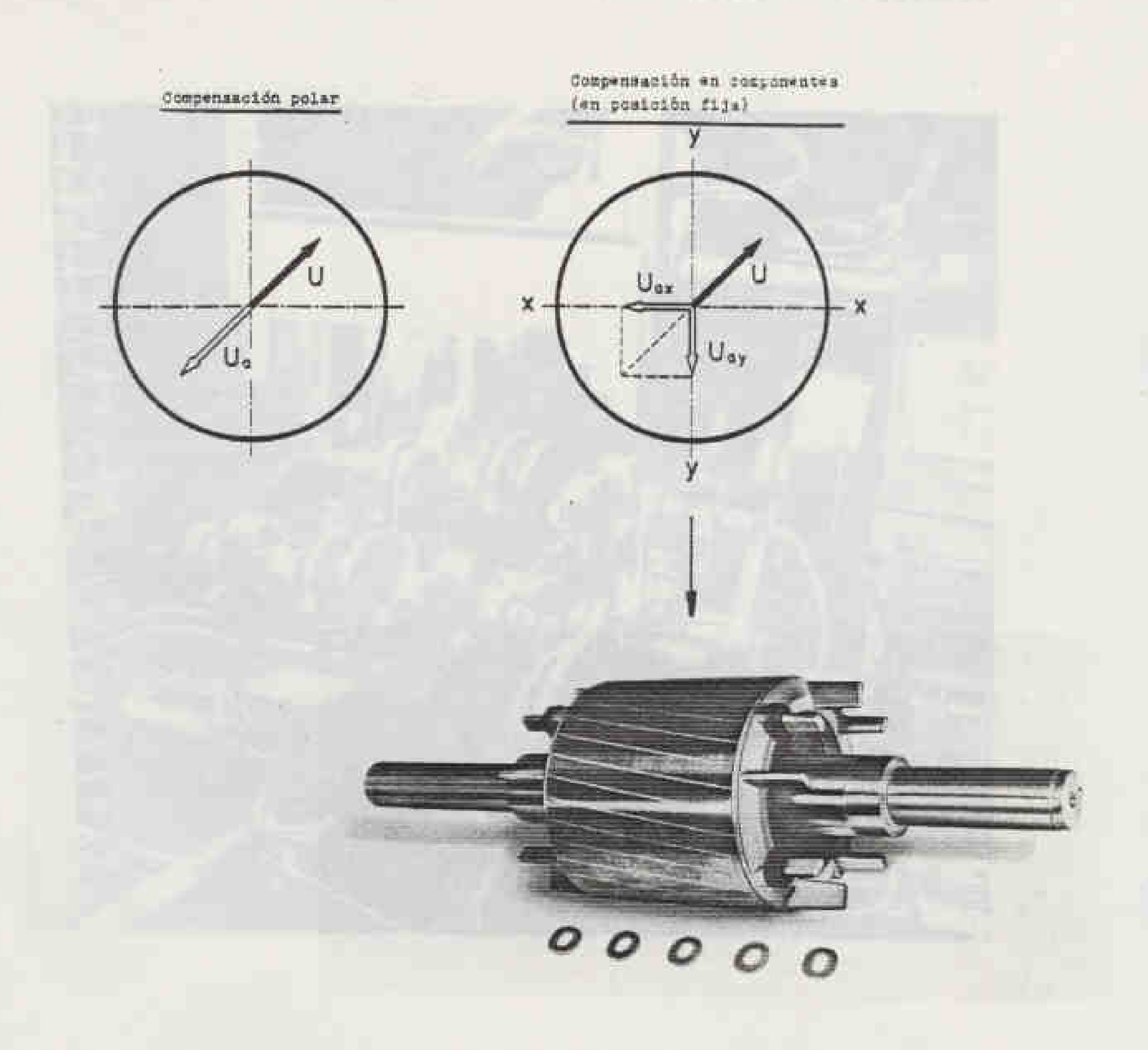
El agregar de contrapesos antes del procedimiento de equili-

Mientras que nosotros hasta el momento siempre hemos partido de la consideracion, que para la correccion del desequilibrio el eje de la masa debera coincidir con el eje de giro, hay tambien algunos rotores con la posibilidad, de adaptar el eje de giro al eje de masa del rotor. Este proceso se llama el centraje de equilibrado.



Este metodo se emplea muy frecuentemente para ciguenales, modificando en una maquina correspondiente el eje de giro del rotor, hasta que los valores de medicion de desequilibrio indican un minimo. A continuacion seran aplicados los taladros de centraje para la ulterior mecanizacion del ciguenal. No obstante, este metodo representa en la tecnica de equilibrado una excepcion. En la regla, sin embargo, se parte del supuesto de un eje de rotacion presente y se modifica agregando o sacando material el eje de inercia de la masa del rotor tanto tiempo, hasta que llegue a coincidir con el eje de giro.

La compensacion de desequilibrio se puede efectuar, colocando en cada plano un peso de correccion exactamente por 180° opuesto al valor de desequilibrio medido. Esto se denomina compensacion polar. Por otra parte tambien es posible, aplicar mas pesas en diferentes componentes. Este tipo de compensacion se llama compensacion en componentes. La suma vectorial de las diferentes componentes debera siempre corresponder a la masa de correccion durante la compensacion polar.



El tipo de compensacion del desequilibrio en un caso especial depende en gran parte de la construccion del rotor, del tiempo a disposicion para la compensacion y de los gastos.

Ejemplos para anadir masa son:

- Colocacion de tornillos
- Remaches de pesos
- Soldadura de pesos
- Colocacion de grapas
- Colocacion de recina Epoxyt o material similar endurecible

Es posible sacar masa mediante, p. ej.:

- Taladrado
- Fresado
- Girar excentricamente
- Amolado
- Sacar material con ayuda de un rayo Laser, etc.

8. Calidad de equilibrado

Aqui la pregunta mas importante es: con que precision el desequilibrio medido debe ser compensado mediante pesas de compensacion. Con seguridad no es correcto, que el operador trate en la maquina equilibradora, de compensar el vector de desequilibrio hasta cero. El equilibrado es un paso de produccion costoso. Por lo tanto, es muy importante que ya en la fase de construccion el constructor entregue instrucciones claras para un rotor con respecto al metodo de equilibrado y la tolerancia de desequilibrio.

Para la determinacion de la tolerancia de desequilibrio hay como norma directriz difundida por todo el mundo, el documento ISO 1940 (corresponde a VDI 2060). Este documento contiene criterios de seleccion para la tolerancia de desequilibrio de los rotores que mas se presentan.

Aqui hay que senalar expresamente, que el documento ISO 1940 no tiene prescripciones y no puede tampoco ser utilizado como prueba de recepcion. El comitido principal de dicho documento consiste en clasificar. Ademas debera ayudar, de apoyar el entendimiento entre los tecnicos.

Para la practica lo mas importante es el ultimo capitulo "Clases de calidad de equilibrado y los tipos de rotores"

En el transcurso de muchos anos de experiencias practicas se han determinado 11 clases de calidad de equilibrado para cuerpos rotativos. La norma directriz ISO contiene en forma de una tabla informaciones para la seleccion de la calidad de equilibrado para todos los rotores normales de maquinas. La diferencia entre una clase de calidad a la otra es aprox. 2,5. Como ejemplo: para las ruedas de automoviles se propone la clase de calidad Q 40. La clase de calidad Q 16 sera elegida para diferentes componentes de motores de vehiculos, bajo Q 6,3 se clasifican, p. ej., ventiladores y rotores de motores electricos tipo standard. Como ultimo ejemplo encontramos rotores de turbinas bajo la clase de calidad Q 2,5.

TABLE – **Balance quality grades for various groups of representative rigid rotors**

Balance quality grade G	$e\omega$ 1) 2) mm/s	**Rotor types – General examples**
G 4 000	4 000	Crankshaft-drives[3] of rigidly mounted slow marine diesel engines with uneven number of cylinders[4].
G 1 600	1 600	Crankshaft-drives of rigidly mounted large two-cycle engines.
G 630	630	Crankshaft-drives of rigidly mounted large four-cycle engines. Crankshaft-drives of elastically mounted marine diesel engines.
G 250	250	Crankshaft-drives of rigidly mounted fast four-cylinder diesel engines[4].
G 100	100	Crankshaft-drives of fast diesel engines with six or more cylinders[4]. Complete engines (gasoline or diesel) for cars, trucks and locomotives[5].
G 40	40	Car wheels, wheel rims, wheel sets, drive shafts. Crankshaft-drives of elastically mounted fast four-cycle engines (gasoline or diesel) with six or more cylinders[4]. Crankshaft-drives for engines of cars, trucks and locomotives.
G 16	16	Drive shafts (propeller shafts, cardan shafts) with special requirements. Parts of crushing machinery. Parts of agricultural machinery. Individual components of engines (gasoline or diesel) for cars, trucks and locomotives. Crankshaft-drives of engines with six or more cylinders under special requirements.
G 6,3	6,3	Parts or process plant machines. Marine main turbine gears (merchant service). Centrifuge drums. Fans. Assembled aircraft gas turbine rotors. Fly wheels. Pump impellers. Machine-tool and general machinery parts. Normal electrical armatures. Individual components of engines under special requirements.
G 2,5	2,5	Gas and steam turbines, including marine main turbines (merchant service). Rigid turbo-generator rotors. Rotors. Turbo-compressors. Machine-tool drives. Medium and large electrical armatures with special requirements. Small electrical armatures. Turbine-driven pumps.
G 1	1	Tape recorder and phonograph (gramophone) drives. Grinding-machine drives. Small electrical armatures with special requirements.
G 0,4	0,4	Spindles, disks, and armatures of precision grinders. Gyroscopes.

1) $\omega = 2\pi n/60 \approx n/10$, if n is measured in revolutions per minute and ω in radians per second.

2) In general, for rigid rotors with two correction planes, one-half of the recommended residual unbalance is to be taken for each plane; these values apply usually for any two arbitrarily chosen planes, but the state of unbalance may be improved upon at the bearings. (See 3.2 and 3.4.) For disk-shaped rotors the full recommended value holds for one plane (see section 3).

3) A crankshaft-drive is an assembly which includes the crankshaft, a flywheel, clutch, pulley, vibration damper, rotating portion of connecting rod, etc. (see 3.5).

4) For the purposes of this International Standard, slow diesel engines are those with a piston velocity of less than 9 m/s; fast diesel engines are those with a piston velocity of greater than 9 m/s.

5) In complete engines, the rotor mass comprises the sum of all masses belonging to the crankshaft-drive described in Note 3 above.

Clases de calidad de equilibrado y los tipos de rotores

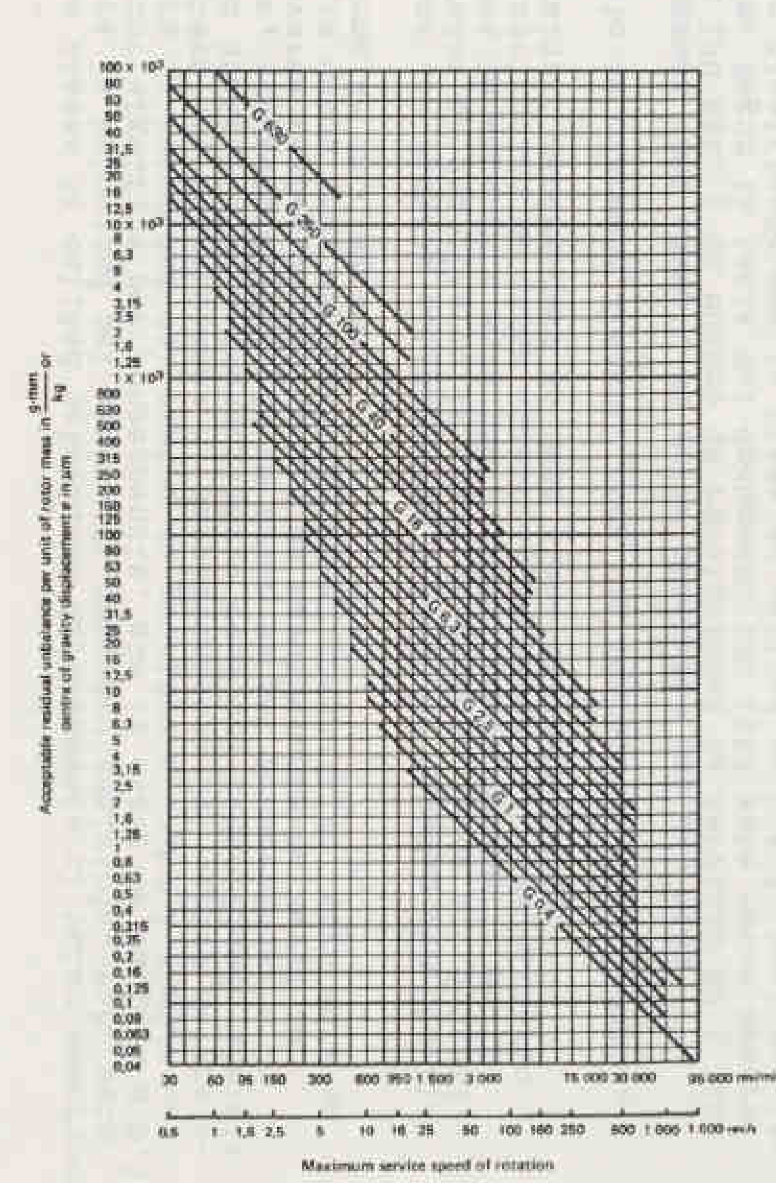
Las clases de calidad determinan directamente el valor numerico para la velocidad del centro de gravedad admisible. Para este rotor significa por consecuencia, que la clase de calidad Q 6,3 para la velocidad del centro de gravedad e . ω = 6,3 mm/s no debera ser sobrepasada. El desplazamiento del centro de gravedad admisible y el desequilibrio residual especificado admisible, respectivamente, de un rotor es asi proporcional a la inversa respecto a su numero de revoluciones de servicio. Esta union sera representada en el diapositivo siguiente en forma de un diagrama.

Para los rotores cilindricos, los cuales deberan ser equilibrados en dos planos, la clase de calidad puede ser determinada de acuerdo a esta tabla. Normalmente se admite en la distribucion de masas simetrica la mitad del desequilibrio residual determinado en cada plano de compensacion.

Esto lo queremos discutir otra vez con ayuda de un ejemplo.

Tomamos como ejemplo un rotor electrico con una masa de 100 kgs. y un numero de revoluciones de servicio de 3 000 rpm. Segun la tabla del documento ISO 1940 este rotor debera ser clasificado con la clase de calidad de Q 6,3. Aqui resulta entonces un desplazamiento del centro de gravedad de 20 um. Este desplazamiento del centro de gravedad admitido corresponde a un desequilibrio especifico admisible de 20 gmm/kg. Refiriendo esto a la masa de rotor de 100 kgs., resulta un desequilibrio total admisible de 2 000 gmm. Debido a que un inducido electrico es generalmente casi simetrico, se puede distribuir este desequilibrio residual admisible en los dos planos de compensacion,en cada cual la mitad, de modo que obtengamos por plano un desequilibrio residual admisible de 1000gmm.

Para obtener de este desequilibrio residual admisible la masa de desequilibrio en unidades de masa, se debera tomar en consideracion todavia solo el radio de compensacion. Para el ejemplo elegido con un radio de 100 mm resulta asi una masa de desequilibrio residual admisible de 10 g. Esta es la magnitud de desequilibrio, la cual puede quedar como desequilibrio todavia en el rotor, despues del proceso de equilibrado, sin que se presenten por experiencia vibraciones perturbantes.

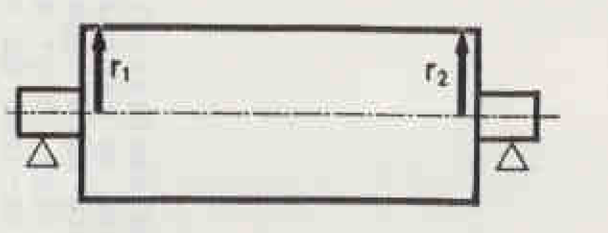


Desequilibrio residual segun ISO 1940 (VDI 2060)

Ejemplo

Datos del rotor:

Tipo del rotor	Inducido
Peso	m = 100 kg
Radios de compensacion	$r_1 = r_2 = 100$ mm
Velocidad en servicio	n = 3000 1/min
Calidad de equilibrado	Q 6,3



Desplazamiento del centro de gravedad admisible (desequilibrio especifico admisible) e_{adm} = 20 µm = 20 gmm/kg

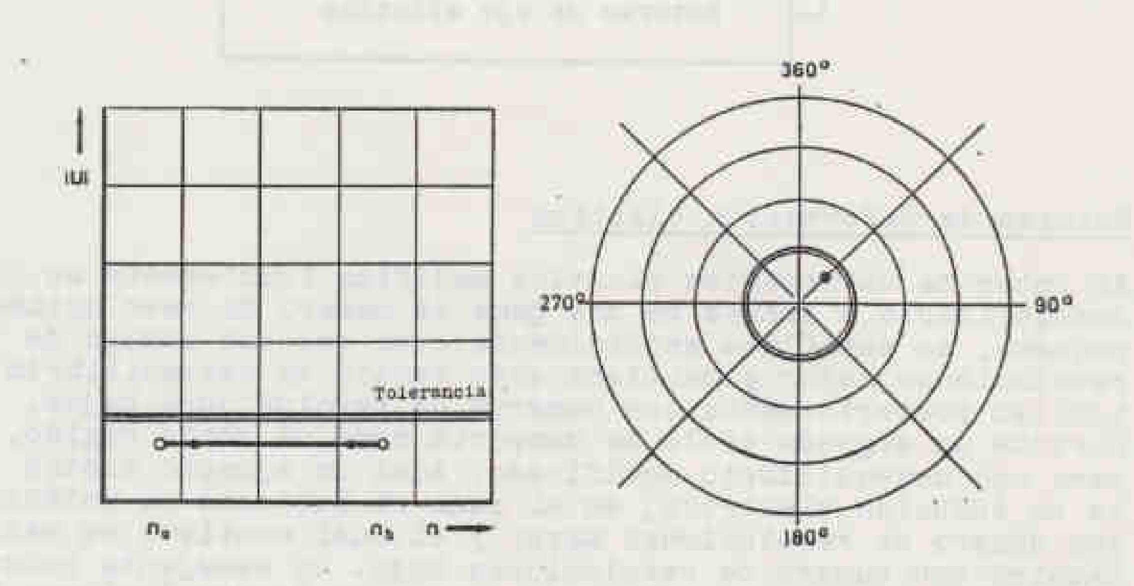
Desequilibrio admisible (total) U_{adm} = $e_{adm} \cdot m$ = 20 gmm/kg · 100 kg = 2000 gmm

Desequilibrio admisible por plano $U_{1,2\ adm}$ = 1000 gmm

Masa del desequilibrio admisible por plano $u_{1,2\ adm} = \frac{U_{1,2\ adm}}{r} = \frac{1000\ gmm}{100\ mm}$

9. Equilibrado de rotores elasticos

En la discusion anterior, siempre teniamos como premisa, que se trata de un rotor rigido. Los rotores rigidos son rotores el cuyo estado de desequilibrio en la condicion de servicio no se cambia mucho entre el numero de revoluciones cero y el numero de revoluciones de servicio. Aqui "no cambia mucho" significa que la modificacion del desequilibrio se encuentra dentro de reducidos limites, p. ej., dentro de los limites del desequilibrio residual admisible.

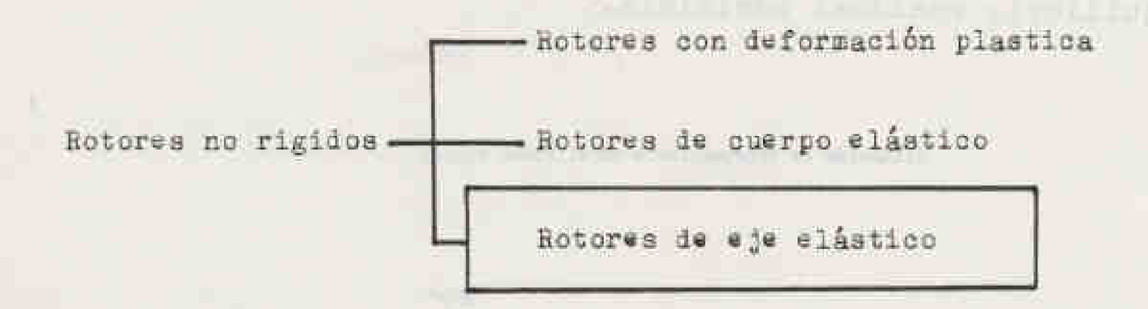


De eso se deduce que se requiere la conservacion de la simetria de masas en limites determinados, y no una resistencia absoluta contra deformaciones. Por consecuencia, deberan calificarse tambien aquellos rotores como rigidos, los cuales han sido cargados por las fuerzas centrifugas de modo tal, que se producen extensiones relativas de 1-2 ‰; por ej., turbinas o compresores. Mientras que el desplazamiento de la masa sea realizada simetricamente con respecto al eje de rotacion, el desequilibrio no se modificara, el rotor vale como rigido.

Lo contrario de un rotor rigido es el rotor flexible. En este no se mantiene el estado de desequilibrio, cuando el numero de revoluciones viene aumentado hasta el numero de revoluciones de servicio. Modificandose el estado de desequilibrio.

Para los rotores flexibles debera distinguirse por principio 3 tipos de comportamiento diferentes:

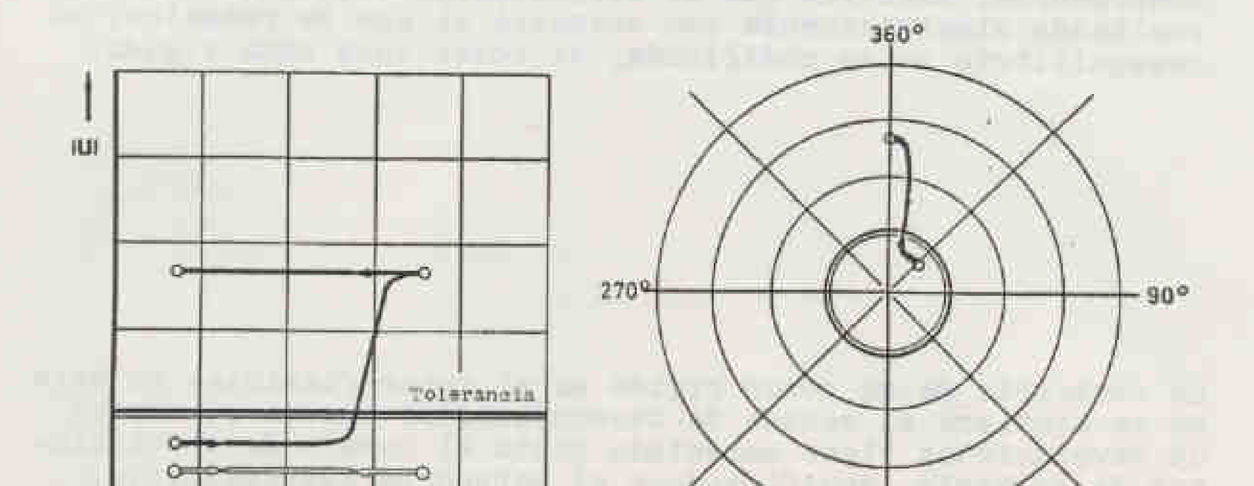
- rotores con deformacion plastica
- rotores de cuerpo elastico
- rotores de eje elastico



10. Rotores de deformacion plastica

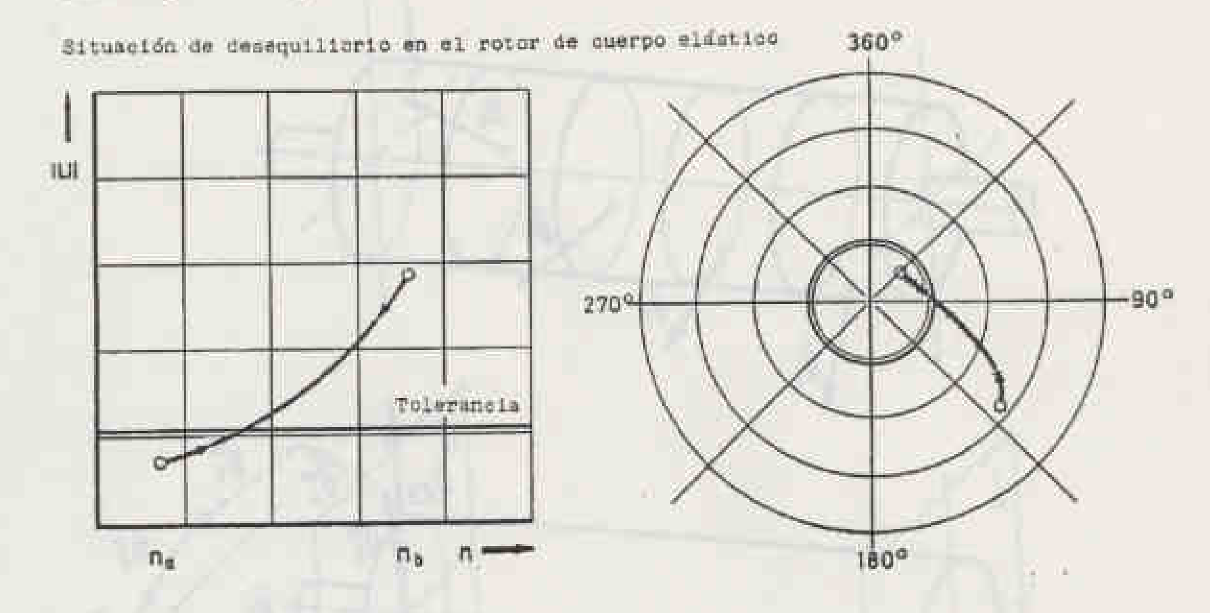
El rotor de deformacion plastica modifica fuertemente su desequilibrio a traves de una gama de numero de revoluciones pequena, se establece generalmente otra vez con numero de revoluciones mayor y mantiene este estado de desequilibrio tambien posteriormente con numeros de revoluciones bajos. Durante un segundo ciclo se comporta como un rotor rigido, pero con desequilibrio modificado. Aqui un ejemplo tipico es un inducido electrico, en el cual el bobinado se asienta con numero de revoluciones mayor y el cual mantiene su estado tambien con numero de revoluciones bajo. Un semejante rotor debera ser primeramente llevado al numero de revoluciones de servicio o acelerado algo mas, para que se pueda producir la deformacion. A continuacion puede ser equilibrado como un rotor rigido cualquiera a bajo numero de revoluciones.

Situación de desequilibrio en el rotor plástico



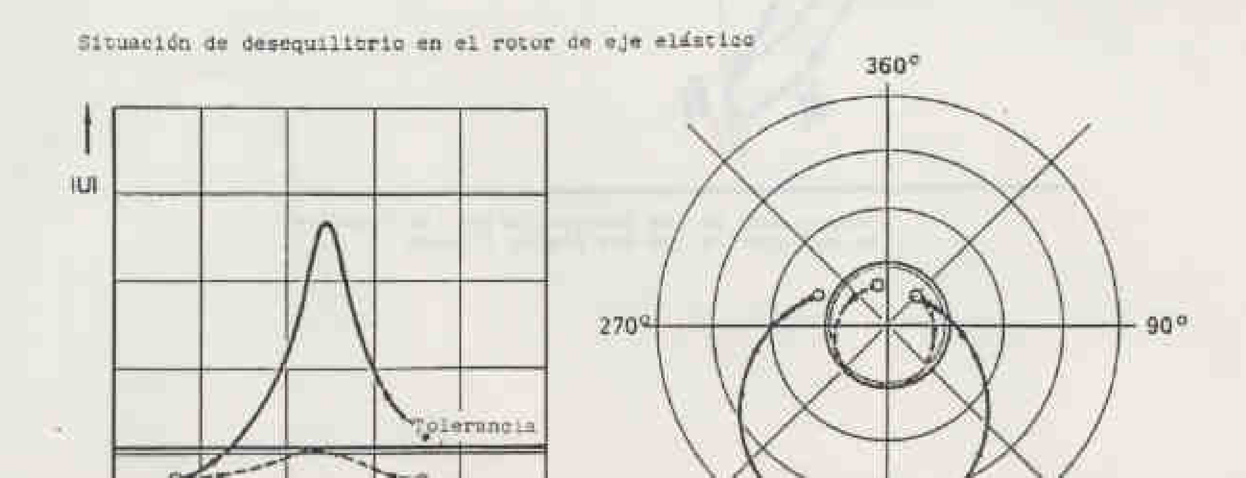
11. Rotores de cuerpo elastico

Como elasticidad de cuerpo se denomina dislocacion de partes individuales del rotor a elevados numeros de revoluciones. Estas dislocaciones se retiran nuevamente a bajos numeros de revoluciones. Esto es tipico, p. ej., para ejes cardanicos, cuyas articulaciones se abren. Tambien ventiladores con aletas flexibles se denominan de cuerpo elastico. Dicho rotor nunca permite una marcha sin vibraciones en una gama del numero de revoluciones grande. Para el equilibrado vale por eso como norma: el rotor debe marchar con numero de revoluciones de servicio tranquilamente. Aqui se equilibra con numero de revoluciones de servicio y se acepta que durante el arranque se presenten oscilaciones de desequilibrio.



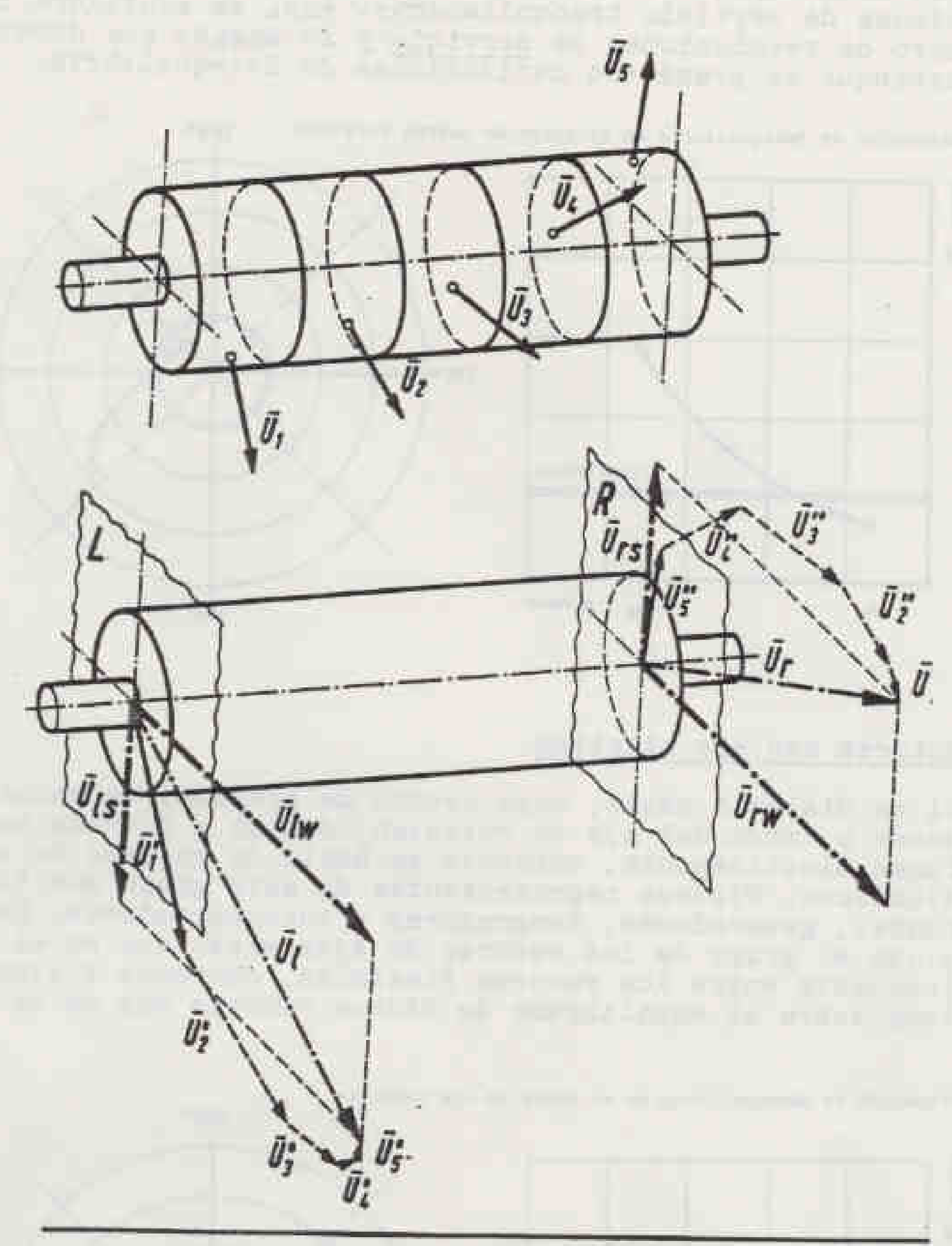
12. Rotores con eje elastico

Si se dislocan masas, cuyo centro de gravedad se encuentra sobre o cerca del eje de rotacion, debido a fuerzas centrifugas elasticamente, entonces se habla de rotores de ejes elasticos. Tipicos representantes de este grupo son turbinas, bombas, generadores, compresores y turbocargadores. Debido a que el grupo de los rotores de ejes elasticos es el mas frecuente entre los rotores flexibles, queremos tratar este tema sobre el equilibrado de dichos rotores mas en detalle.



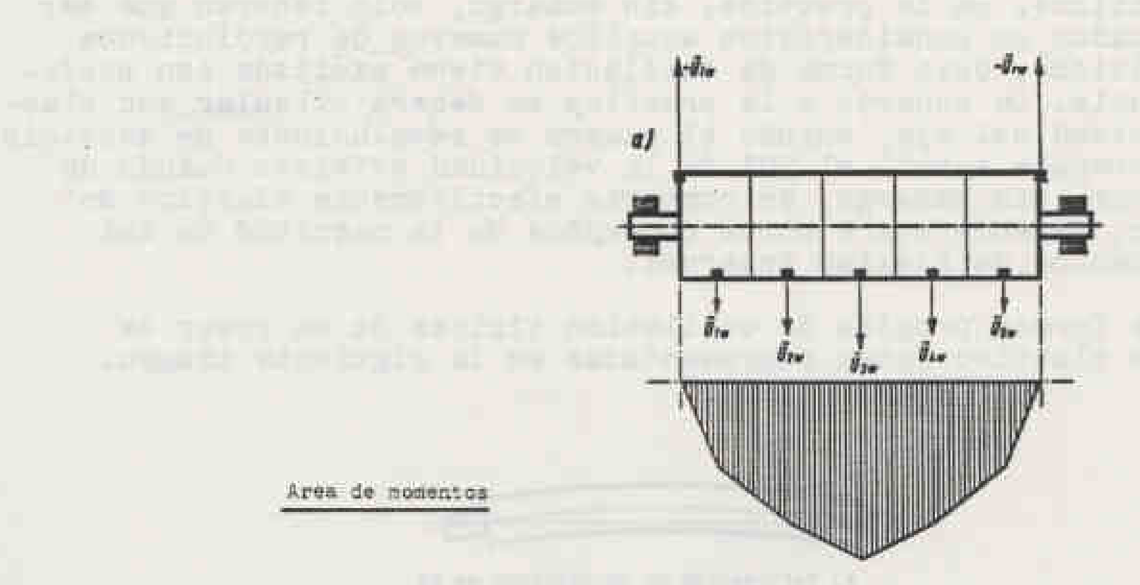
13. Conocimientos basicos del equilibrado de rotores de ejes elasticos

Para poder comprender mejor el metodo de equilibrado para rotores de eje elastico, debemos proceder teoricamente. Yo ya he explicado la composicion de desequilibrios individuales de un rotor en sus dos planos finales.

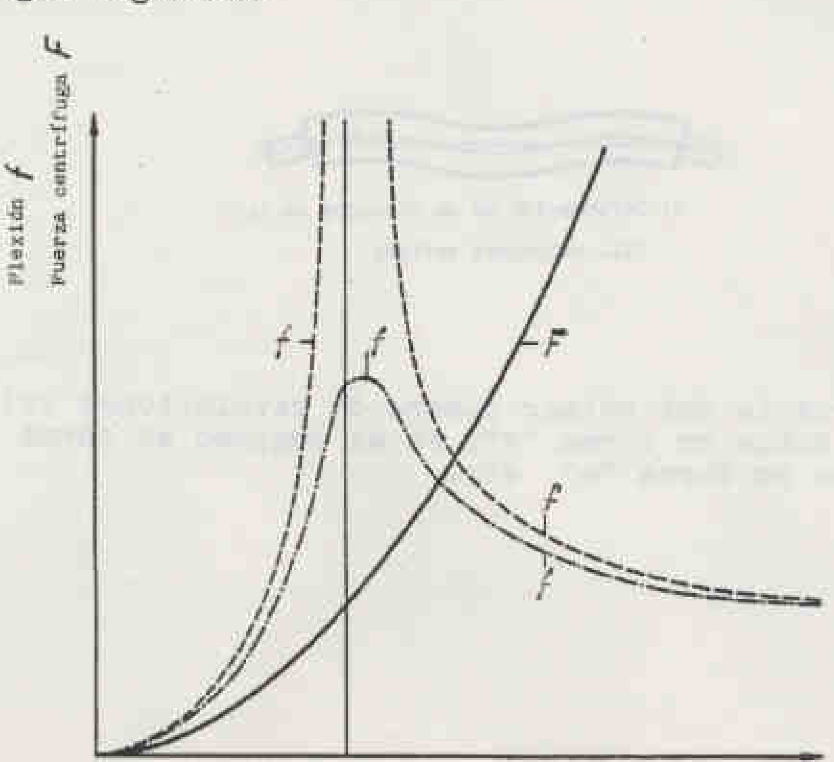


Composicion de los desequilibrios individuales de un rotor en los dos planos finales

Compensando ambas resultantes de desequilibrio en los planos finales, es posible compensar por completo los desequilibrios individuales, de modo que el rotor rigido a continuacion puede girar libre de fuerzas y oscilaciones. En el rotor permanecen, sin embargo, momentos de flexion internos, debidos a las fuerzas centrifugas producidas por los desequilibrios individuales.



Sobre esta imagen los momentos internos estan representados como una tipica area de momentos para los componentes de desequilibrio en dos planos radiales de nuestro ejemplo anterior. Dichas fuerzas centrifugas, producidas por los desequilibrios individuales, aumentan, como les dije al comienzo, con el cuadrado del numero de revoluciones.Segun la rigidez del rotor mismo, la amortiguacion externa, la cual no queremos tratar mas en detalle, y otros factores, pueden conducir estas fuerzas centrifugas a la deformacion del rotor. En la imagen siguiente



esta representado el desarrollo de la fuerza centrifuga asi como la flexion del rotor para dos grados de amortiguacion sobre el numero de revoluciones. La flexion del rotor se hace peligrosa, cuando la velocidad de servicio se acerca a la velocidad critica de flexion. Para la velocidad critica un sistema sin amortiguacion tendria hasta una flexion sin fin.

Teoricamente posee un eje multiples numeros de revoluciones criticos. En la practica, sin embargo, solo tendran que ser tomados en consideracion aquellos numeros de revoluciones criticos, cuya forma de oscilacion viene excitada con preferencia. De acuerdo a la practica se debera calcular con elasticidad del eje, cuando el numero de revoluciones de servicio sobrepase aprox. el 50% de la velocidad critica. Cuando un rotor, sin embargo, se comporta efectivamente elastico de eje, depende entre otros conceptos de la magnitud de los momentos de flexion internos.

Las formas propias de oscilacion tipicas de un rotor de eje elastico estan representadas en la siguiente imagen.



a) Deformación de un cilindro en la I. velocidad crítica



b) Deformación de un cilindro en la II. velocidad crítica



c) Deformación de un cilindro en la III. velocidad crítica

En la cercania del primer numero de revoluciones critico, un rotor se dobla en forma "v", en el segundo en forma "s" y en el tercero en forma "w", etc.

En la mayoria de los rotores elasticos debera tomarse en consideracion unicamente el primer numero de revoluciones critico. Arriba del primer numero de revoluciones critico y algo inferior del segundo marchan las bombas centrifugas y las turbinas largas y las maquinas electricas, de modo que hay tambien para tomar en cuenta la forma "S". Para las turbinas muy estrechas e inducidos electricos estrechos se encuentra el numero de revoluciones de servicio hasta tambien entre el segundo y tercer numero de revoluciones critico. Aqui se debera compensar tambien la forma "W". Numeros de revoluciones criticos de flexion todavia mas elevados se presentan muy raras veces en la practica.

Por lo tanto es logico cuanto mas alta es la velocidad de servicio tanto mas hay que contar con una flexion elastica, porque con velocidades crecientes el rotor se acerca automaticamente a velocidades criticas. Aqui el proposito del equilibrado es, reducir la deformacion, debido a momentos de flexion internos, a un valor admisible.

14. Clasificacion de rotores elasticos

Antes de equilibrar un rotor se busca el metodo de equilibrado mas correcto. Aqui la clasificacion del rotor de la Norma ISO 5406 puede dar una ayuda valiosa. Dicha Norma ISO separa los rotores que se presentan en 5 diferentes clases.

La clase de rotor 1 incluye los rotores rigidos discutidos. Aqui ya no hablaremos sobre estos.

A la clase 2 pertenecen aquellos rotores, que son elasticos, pero que pueden, no obstante ser equilibrados sobre una maquina equilibradora como un rotor rigido. Como condicion previa para un equilibrado satisfactorio de estos rotores, debera conocerse la distribucion de desequilibrio en lo largo del rotor. Si esto fuera el caso y si es posible, compensar los desequilibrios en los planos radiales, donde se producen, entonces es suficiente el metodo, como es usual para rotores rigidos. En ello es seguro, que no se presenten momentos de flexion internos, que doblen el rotor, acercandose a un numero de revoluciones critico. Ejemplos tipicos para rotores de la clase 2 son muelas sobre un eje elastico, rotores compresores, de bombas y turbinas de mas escalones.

Al grupo 3 pertenecen los rotores elasticos, para los cuales un equilibrado a bajo revolucionado no es suficiente. Semejantes rotores deberan ser equilibrados a elevados numeros de revoluciones, en los cuales una flexion debida a momentos internos ya es claramente visible. Un ejemplo tipico para un rotor segun la clase 3 es un turbogenerador.

Table — Classification of rotors

Class of rotor	Description	Example
Class 1 (rigid rotors)	A rotor whose unbalance can be corrected in any two (arbitrarily selected) planes so that, after that correction, its unbalance does not change significantly at any speed up to maximum service speed.	Gear wheel
Class 2 (quasi-rigid rotor)	*A rotor that cannot be considered rigid but that can be balanced using modified rigid rotor balancing techniques.*	
Rotors in which the axial distribution of unbalance is known		
Class 2a	A rotor with a single transverse plane of unbalance, for example a single mass on a light flexible shaft whose unbalance can be neglected.	Grinding wheel
Class 2b	A rotor with two transverse planes of unbalance for example two masses on a light shaft whose unbalance can be neglected.	Grinding wheel with pulley
Class 2c	A rotor with more than two transverse planes of unbalance.	Compressor rotor
Class 2d	A rotor with uniformly or linearly varying unbalance.	Printing press roller
Class 2e	A rotor consisting of a rigid mass of significant axial length supported by flexible shafts whose unbalance can be neglected.	Computer memory drum
Rotors in which the axial distribution of unbalance is not known		
Class 2f	A symmetrical rotor with two end correction planes; whose maximum speed does not significantly approach second critical speed; whose service speed range does not contain first critical speed, and which has a controlled initial unbalance.	Multi-stage centrifugal pump

Table — Classification of rotors (*concluded*)

Class of rotor	Description	Example
Class 2g	A symmetrical rotor with two end correction planes and a central correction plane; whose maximum speed does not significantly approach second critical speed and which has a controlled initial unbalance.	High speed centrifugal pump
Class 2h	An unsymmetrical rotor which has a controlled initial unbalance treated in a similar manner to a class 2f rotor.	I.P. steam turbine rotor
Class 3 (flexible rotors)	*A rotor that cannot be balanced using modified rigid rotor balancing techniques but instead requires the use of high speed balancing methods.*	—
Class 3a	A rotor that, for any unbalance distribution, is significantly affected by only the first mode unbalance.	Four pole generator rotor
Class 3b	A rotor that, for any unbalance distribution, is significantly affected by only the first and second mode unbalance.	Small two pole generator rotor
Class 3c	A rotor significantly affected by more than the first and second mode unbalance.	Large two pole generator rotor
Class 4	A rotor that could fall into classes 1, 2 or 3 but has in addition one or more components that are themselves flexible or flexibly attached.	Rotor with centrifugal switch
Class 5	A rotor that could fall into class 3 but for some reason, for example economy, is balanced for one speed of operation only.	High speed motor

Las clases de rotores 4 y 5 incluyen tambien rotores de ejes elasticos, es decir, los cuales en la aceleracion al numero de revoluciones de servicio pasan uno o mas numeros de revoluciones criticos. Pero estos rotores pueden ser equilibrados por ciertos motivos unicamente a un solo numero de revoluciones. Aqui se acepta que con numeros de revoluciones afuera de la gama del numero de revoluciones de servicio se presente una condicion de oscilacion peor.

Los rotores de ejes elasticos mas frecuentes son los de los grupos 2 y 3. Mientras que para los rotores segun la clase 2 son suficiente los metodos de equilibrado conocidos para el equilibrado a bajo numeros de revoluciones, se aplicaran para los rotores segun la clase 3 los procedimientos de equilibrado especiales. Sobre estos metodos queremos discutir a continuacion.

15. Procedimiento para el equilibrado de rotores de ejes elasticos segun la clase 3

Para el equilibrado de rotores con ejes elasticos segun la clase 3 hay diversos metodos. Sobre los tres metodos hablare mas en detalle; estos son lo mas conocidos en el mundo. Aqui se trata de los siguientes tres metodos:

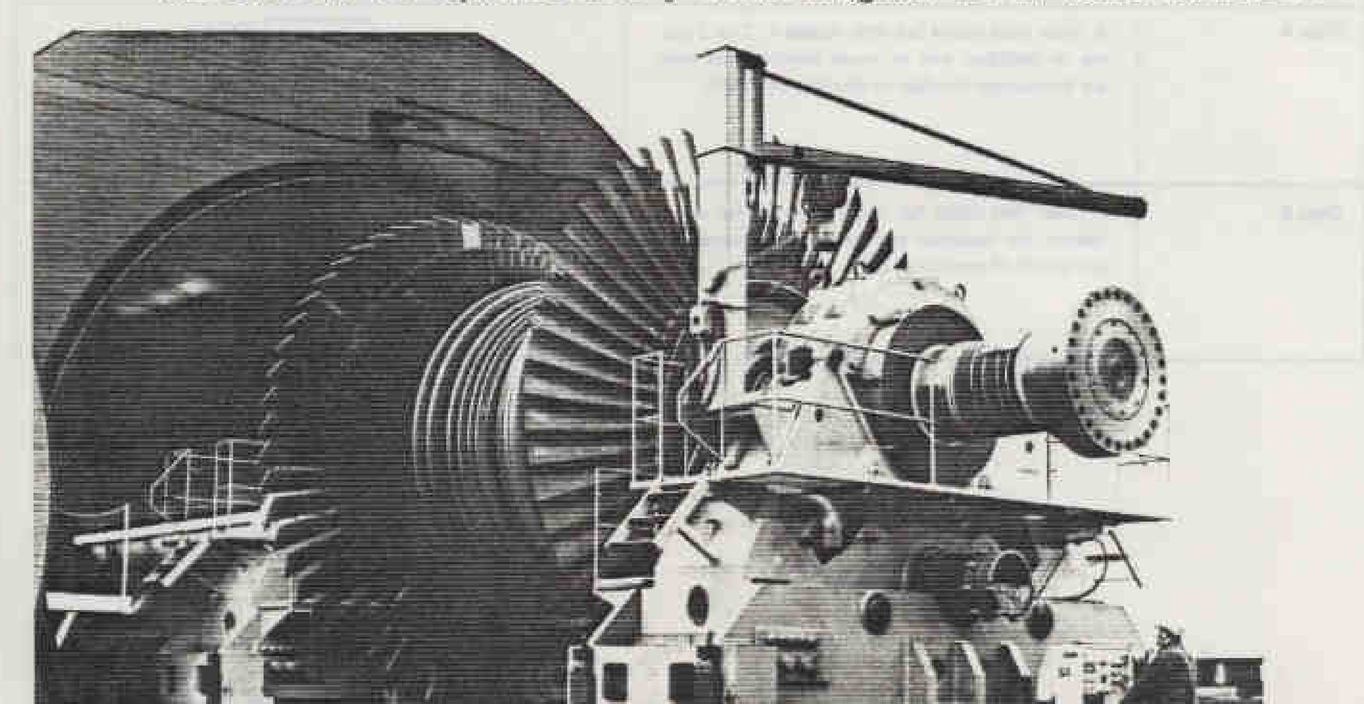
- rectificado dinamico

- equilibrado segun las asi llamadas formas propias

- metodo de coeficiente de influencia.

Los tres metodos son lo que respecta la calidad igual. Pero para un determinado rotor puede resultar un metodo mas conveniente que un otro.

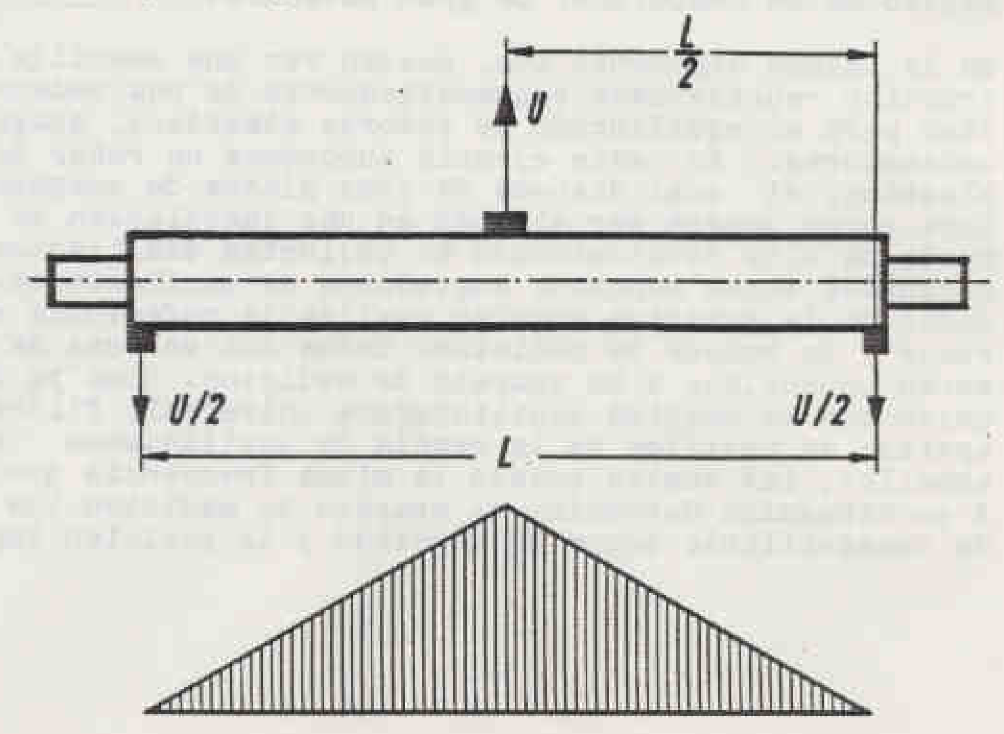
El equilibrado del rotor de eje elastico sera efectuado por regla en su alojamiento de servicio o en otros cojinetes, los cuales ofrecen en lo posible las mismas condiciones de los cojinetes de servicio. En fabricas de produccion se equilibran rotores de eje elastico casi exclusivamente sobre instalaciones de equilibrado y centrifugado de la casa SCHENCK.



Una semejante instalacion incluye, como lo posee tambien la maquina equilibradora universal, una bancada de la maquina, dos caballetes de apoyo con estructuras para cojinetes deslizantes, un accionamiento, el cual permite numeros de revoluciones hasta el numero de revoluciones de equilibrado maximo, un aparato de medicion del desequilibrio asi como adicionalmente una estacion de aceite para la alimentacion de los cojinetes deslizantes y para los rotores con aletas una estacion de vacio, la cual evacua el completo ambiente de equilibrado. La instalacion completa sera instalada en una nave, la cual protege el ambiente cuando se reventara un rotor.

16. Rectificacion dinamica

Con este metodo el rotor sera primeramente equilibrado a un numero de revoluciones muy bajo como rotor rigido en dos planos. Durante la compensacion del desequilibrio el desequilibrio estatico deberia en lo posible ser compensado distribuido a lo largo del rotor. Ahora el rotor sera llevado a un numero de revoluciones, donde la influencia del primer numero de revoluciones critico de flexion sea medible claramente. Se mediran los valores de desequilibrio a este numero de revoluciones. Despues se colocara en el rotor una pesa de prueba individual, la cual debera dar en lo posible una influencia grande a la primera forma propia de oscilacion. Por consecuencia, se recomienda de colocar la pesa de prueba en el centro del rotor. Simultaneamente se compensa dicha pesa de prueba de manera que el desequilibrio del rotor rigido no tenga influencia. A continuacion el rotor sera llevado al mismo numero de revoluciones como anteriormente, y medidos nuevamente las oscilaciones. De los resultados de medicion distintos de los dos ciclos a altas revoluciones se puede determinar con ayuda de un sencillo procedimiento grafico o de calculo la pesa de compensacion necesaria para la primera forma propia. Esta pesa sera colocada, el rotor podra ser asi operado sin problemas y sin amplificacion considerable de las amplitudes por su primer numero de revoluciones critico.



Supongamos que la velocidad de servicio es mas alta que la primera velocidad critica. Ahora entonces hay que acelerar el rotor hasta cerca del segundo numero de revoluciones critico. Aqui nuevamente seran medidas las oscilaciones segun el valor y la posicion angular. Entonces se colocara un par de pesas de prueba en el rotor, el cual tendra que tener en lo posible una influencia grande sobre la segunda forma propia de oscilacion del rotor. Este par de pesas de prueba sera compensado de modo que el desequilibrio del rotor rigido no sea influenciado. Ahora el rotor sera acelerado al numero de revoluciones determinado anteriormente (cerca de la segunda velocidad critica)y medidas las oscilaciones. De los dos resultados de medicion con numeros de revoluciones cerca del segundo numero de revoluciones critico, sera calculado el juego de pesas para la segunda forma propia.

Si necesario, este procedimiento para el equilibrado de ulteriores formas propias puede ser continuado a voluntad.

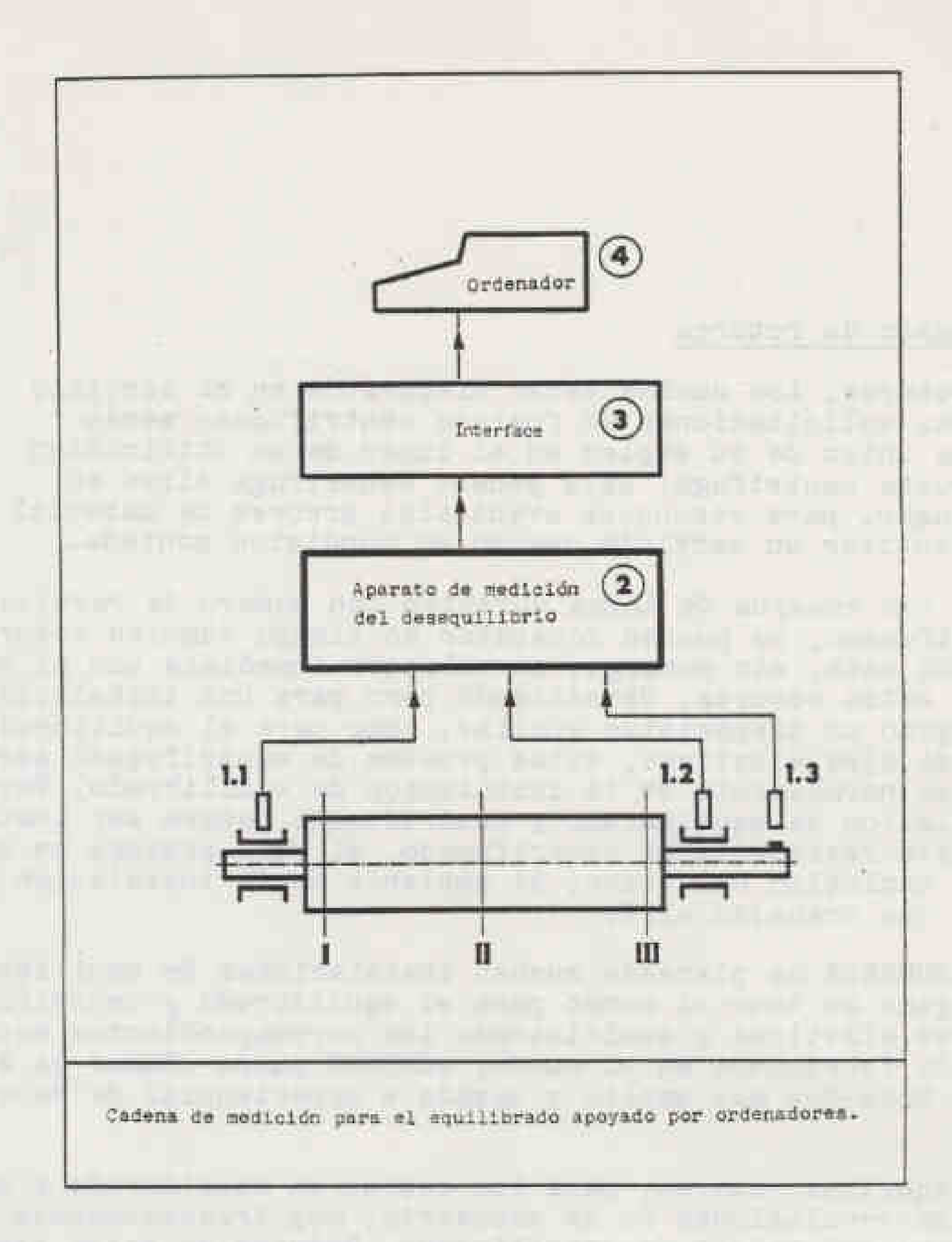
17. Equilibrado segun formas propias

Este metodo describe el equilibrado de acuerdo a las formas propias, pero sin tratamiento del rotor todavia rigido como primer paso.

18. Metodo de coeficiente de influencia

Aqui se trata de un procedimiento, para el cual deberan ser juntados y elaborados una gran cantidad de datos de medicion. La aplicacion de este metodo tiene como condicion previa el empleo de un computador de gran potencia.

En la imagen siguiente Uds. pueden ver una sencilla construccion representada esquematicamente de una cadena de medicion para el equilibrado de rotores elasticos, apoyada por ordenadores. En este ejemplo suponemos un rotor de eje elastico, el cual dispone de tres planos de compensacion. Este rotor debera ser alojado en una instalacion de equilibrado de alto revolucionado en cojinetes deslizantes. En los cojinetes estan montados captadores de oscilaciones. Un generador de la posicion angular realiza la referencia entre el rotor y la cadena de medicion. Todos los valores de medicion seran conducidos a un aparato de medicion. Como ya dicho en union con la maquina equilibradora universal, filtra este aparato de medicion de la mezcla de oscilaciones unicamente aquellas, las cuales poseen la misma frecuencia que el rotor. A continuacion determina el aparato de medicion los valores de desequilibrio segun la magnitud y la posicion angular.



Cadena de medición para el equilibrado apoyado por ordenadores.

Los valores de desequilibrio determinados estan simultaneamente a disposicion en las salidas como informaciones digitales y pueden ser recibidos por un Interface (Pos. 3). Dicho Interface prepara los valores de medicion de desequilibrio de modo, para que estos puedan ser recibidos por un ordenador (Pos. 4). Como ordenador pueden, p. ej., ser empleados ordenadores de mesa programables de la marca Hewlett Packard o Digital Equipment. El Software correspondiente para el equilibrado de rotores de ejes elasticos es fabricado por SCHENCK.
Hay a disposicion programas para ordenadores para el equilibrado de rotores elasticos hasta 40 planos. Ademas hay programas especializados para el equilibrado de rotores especiales, como, p. ej., cilindros de maquinas para hacer papel, tambores separadores y similares.

19. Centrifugado de rotores

Muchos rotores, los cuales estan dispuestos en el servicio a elevadas solicitaciones de fuerzas centrifugas, seran sometidos antes de su empleo en el lugar de su utilizacion a una prueba centrifuga. Esta prueba centrifuga sirve en primer lugar, para reconocer eventuales errores de material y para garantizar un servicio seguro en condicion montada.

Mediante los ensayos de larga duracion con numero de revoluciones de centrifugado, se pueden constatar en tiempo tambien roturas por fatiga. No esta, sin embargo, en relacion inmediata con el equilibrado de estos rotores. Necesitando pero para una instalacion de centrifugado un dispositivo similar, como para el equilibrado de rotores de ejes elasticos, estas pruebas de centrifugado seran efectuadas normalmente en la instalacion de equilibrado. Para ello la instalacion de equilibrado y centrifugado debera ser instalada en una nave resistente al centrifugado, el cual protege en una eventual explosion del rotor, el ambiente de la instalacion y las personas que trabajan alli.

La casa SCHENCK ha planeado muchas instalaciones de equilibrado y centrifugado en todo el mundo para el equilibrado y centrifugado de rotores elasticos y suministrado los correspondientes equipos. Como unico fabricante en el mundo, SCHENCK puede llamar la atencion sobre un Know-How muy amplio y basado a experiencias de decenios.

Tambien aquellos rotores, para los cuales un equilibrado a elevados numeros de revoluciones no es necesario, muy frecuentemente seran sometidos a una prueba de centrifugado. Rotores de estos tipos son, p. ej., discos de turbinas y compresores individuales. Tambien para la prueba centrifuga de semejantes rotores ha concebido y suministrado SCHENCK multiples bancos de pruebas de centrifugado.

20. Tolerancias y normas

Al ultimo les queria llamar su atencion sobre algunas normas reconocidas internacionalmente. Ya se ha discutido sobre desequilibrios residuales admisibles de rotores rigidos, descritos en el documento ISO 1940. La morma ISO 5406, tambien ya citada anteriormente, contiene aparte de propuestas para la clasificacion de rotores elasticos y su metodo de equilibrado, propuestas para desequilibrios residuales admisibles y oscilaciones residuales. Aqui se tomo en consideracion, si los valores de medicion de oscilaciones seran tomados en una maquina equilibradora o en cojinetes en condicion de servicio.

Una ulterior documentacion ISO (ISO 1925) entrega definiciones para casi todos los terminos, usados en la tecnica de equilibrado. Esta favorece asi la compresion entre todos que tienen que haber con el equilibrado.

Para concluir quisiera mencionar todavia la norma ISO 2953. En esta norma se ha descrito maquinas equilibradoras. Ademas, estan representado metodos, con los cuales pueden ser logrados valores de medicion comparables para diferentes maquinas equilibradoras.

NORMAS INTERNACIONALES PARA EL EQUILIBRADO DE ROTORES	
VDI 2060	Medidas de evaluación para el estado de equilibrado de cuerpos rígidos rotativos (Oct.1966)
ISO 1940	Calidad de equilibrado de cuerpos rígidos rotativos (1973)
ISO 5406	El equilibrado de rotores que se deforman elásticamente (1980)
ISO 1925	Vocabulario de equilibrado (1974)
ISO 2953	Máquinas equilibradoras - Descripción y evaluación (1975)
VDI = Asociación de ingenieros alemanes	
ISO = International Organization for Standardization	

SCHENCK

LA MEDICION, LA VIGILANCIA, LA DIAGNOSIS Y LA ELIMINACION DE OSCILACIONES EN MAQUINAS

1. Oscilaciones en maquinas

En maquinas rotativas, como turbinas, turbocompresores, bombas, ventiladores, motores electricos, generadores, etc., son oscilaciones una aparicion no deseada y molesta. Oscilaciones reducen la seguridad en el servicio y la duracion de vida de las maquinas, ya que presentan una solicitacion dinamica adicional. Estos producen un desgaste de los cojinetes antes del tiempo y pueden conducir a deformaciones del rotor, rupturas de material y danos en el fundamento.

En maquinas las oscilaciones seran producidas con preferencia de piezas en rotacion y oscilantes. Aqui el excitador de oscilaciones mas frecuente es el desequilibrio de rotores.

Un rotor que posee un desequilibrio produce durante la rotacion fuerzas centrifugas libres de frecuencia rotativa, cuya magnitud se calcula de acuerdo a la relacion siguiente:

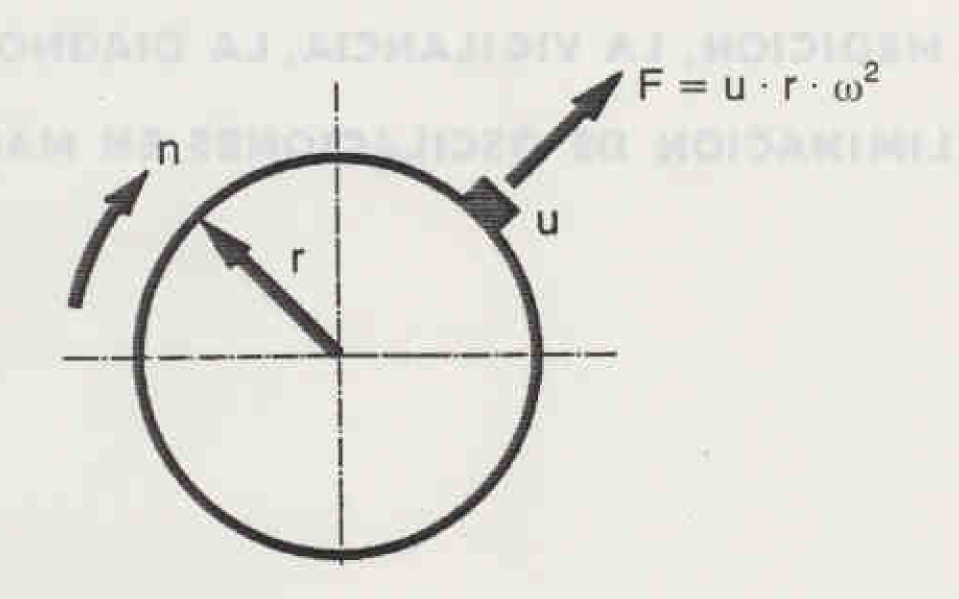


Fig. 1: Un desequilibrio u en el radio r produce en el rotor que gira con la velocidad del angulo ω una fuerza centrifuga F

Las fuerzas centrifugas sujetas a desequilibrio y eventualmente tambien ulteriores fuerzas alternas que atacan al rotor (p. ej., fuerzas magneticas, fuerzas hidraulicas, etc.) excitan el rotor y el eje del rotor a oscilaciones. Mediante la pelicula de aceite de los cojinetes deslizantes o mediante los rodamientos seran transmitidas oscilaciones y fuerzas al sistema de apoyo y a los fundamentos de la maquina. La magnitud de las oscilaciones transmitida depende de un numero multiple de parametros. Los mas esenciales son: rigidez y amortiguacion de la pelicula de aceite, de los cojinetes y de los fundamentos asi como de la masa del rotor, cojinetes y de los fundamentos.

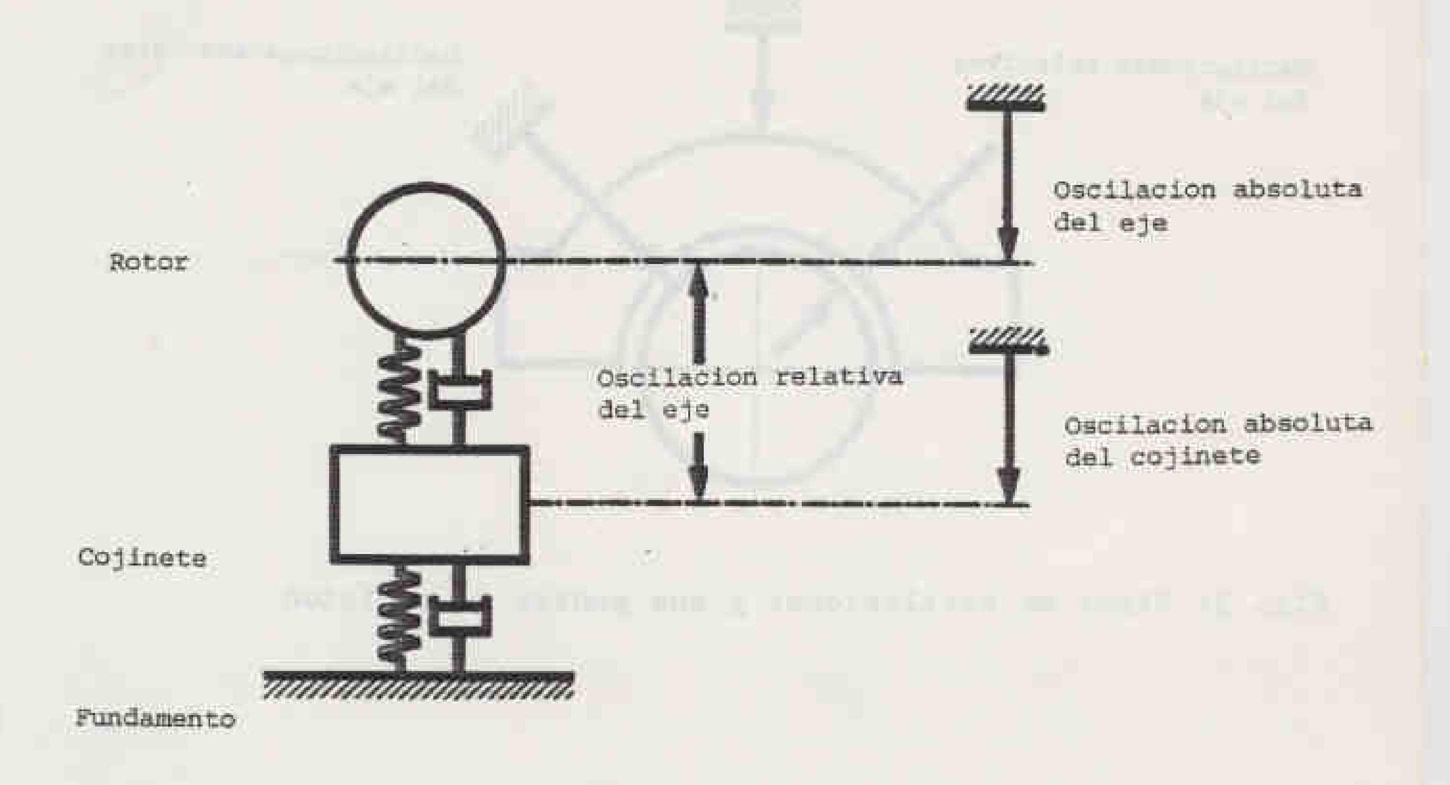


Fig. 2: Tipos de oscilaciones en maquinas.

Por lo tanto, se distinguera en las maquinas entre tres tipos de oscilaciones:

- <u>las oscilaciones relativas de los ejes</u>
  Estos son los movimientos del eje de rotor en relacion al apoyo del cojinete.
- <u>las oscilaciones absolutas de los cojinetes</u>
  Aqui se entienden los movimientos del apoyo de cojinete y de la caja del cojinete en relacion a un punto de referencia fijo en el ambiente.
- <u>las oscilaciones absolutas de los ejes</u>
  Estos son los movimientos del eje de rotor en relacion a un punto de referencia fijo en el ambiente.

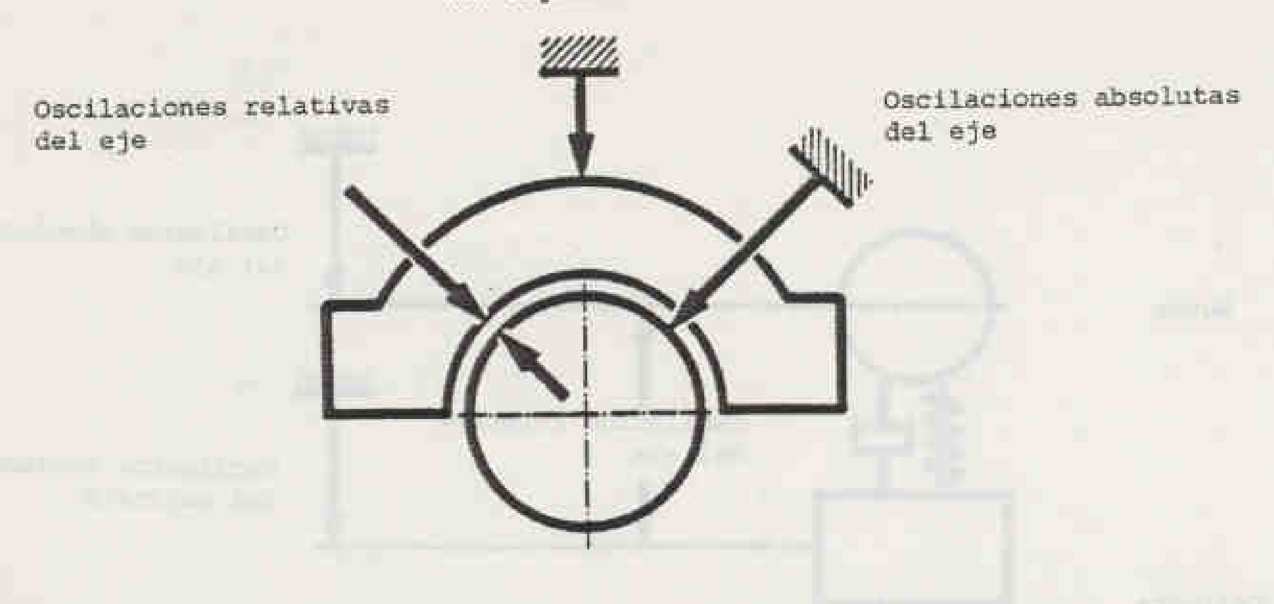


Fig. 3: Tipos de oscilaciones y sus puntos de medicion

1.1 Cual tipo de oscilacion debera ser medido?

Anteriormente ha sido evaluada la condicion de marcha de todas la maquinas exclusivamente segun las oscilaciones del cojinete, hoy en dia, sin embargo, se distingue segun los tipos de construccion de las maquinas y se medira preferentemente el tipo de oscilacion con el maximo significado.

Aqui como regla puede valer:

- para maquinas con cojinetes deslizantes, como turbinas, compresores, engranajes y bombas, el estado de marcha puede ser determinado en lo mejor mediante la medicion de la oscilacion relativa del eje.
- para maquinas alojadas sobre rodamientos, con ventiladores, centrifugas y molinos entrega la oscilacion absoluta del cojinete los resultados de mas significacion.

Para maquinas alojadas en forma deslizante deberan ser observadas ademas las relaciones de las masas y de rigidez de las maquinas a probar.

- Un rotor con poca masa puede excitar una construccion rigida de cojinete con mucha masa unicamente a pequenas oscilaciones de cojinete (fig. 4 arriba). Caracteristicas de construccion similares se encuentran, p. ej., en una multiple cantidad de compresores rotativos. Aqui el rotor efectua en sus cojinetes deslizantes grandes movimientos de ejes. Las oscilaciones relativas del eje estan entonces por el factor 10 hasta 50 mayor que las oscilaciones absolutas del cojinete. En este caso deberian ser elegidas ex-

- Aumentando la masa del rotor y manteniendose la construccion del cojinete se modifica la relacion de oscilaciones del eje respecto a las oscilaciones del cojinete (fig. 4 en el medio). Para un juego de turbo-generadores con una potencia de aprox. 100 MW estan en la regla las oscilaciones relativas del eje unicamente por el factor 4 hasta 10 mayores que las oscilaciones absolutas del cojinete.

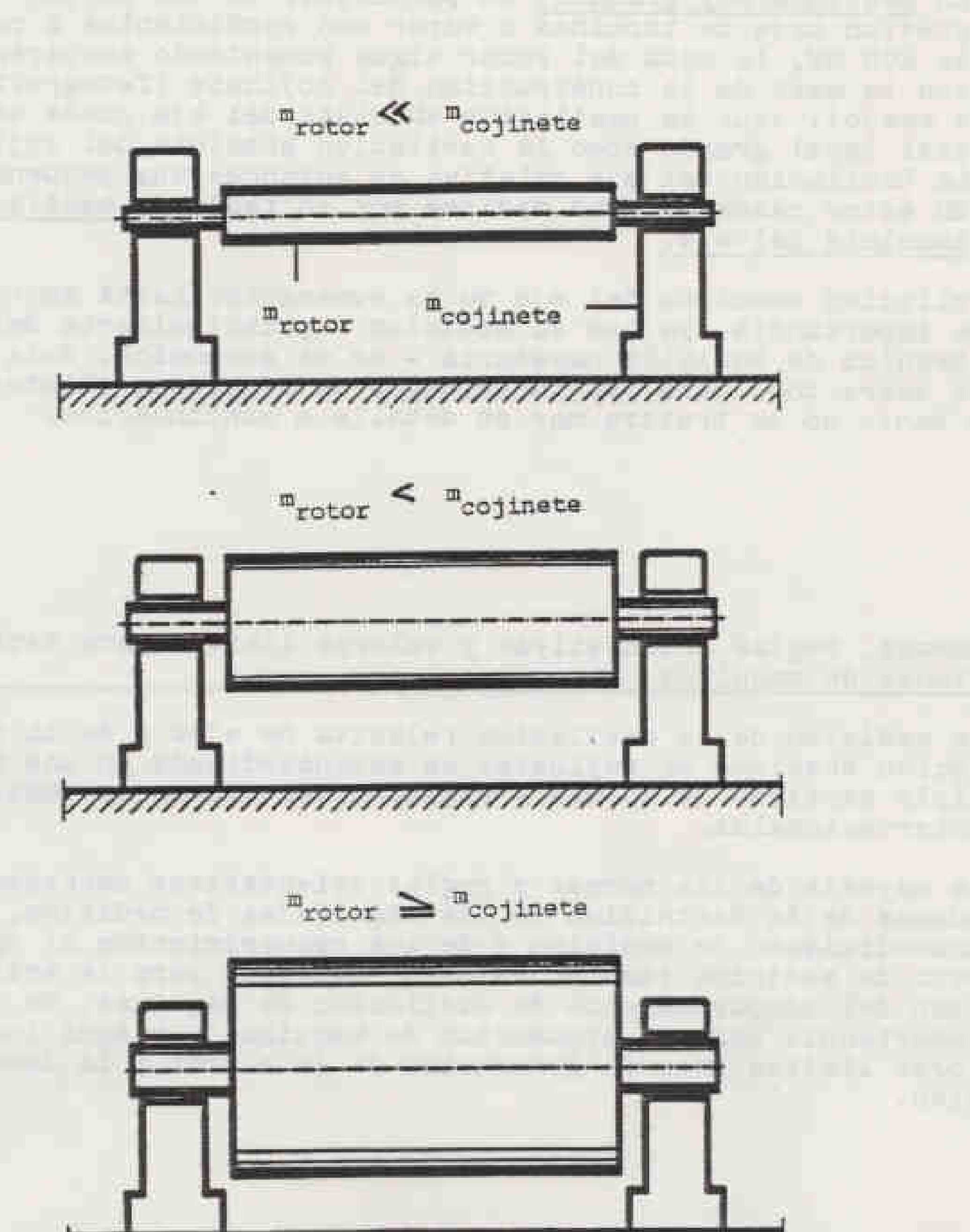


Fig. 4: Aumentando la masa del rotor se hacen menor las osci-

Tambien aqui deberian ser medidas preferentemente las oscilaciones relativas del eje. Para los turbojuegos de centrales electricas es acostumbre, de captar adicionalmente las oscilaciones absolutas de los cojinetes y de vigilar estas, para poder valorizar extensamente el estado de marcha de las maquinas.

En maquinas muy grandes, en particular en las partes de presion baja de turbinas a vapor con rendimientos a partir de 600 MW, la masa del rotor sigue aumentando comparando con la masa de la construccion del cojinete (fotografia 4 abajo). Aqui la oscilacion absoluta del eje puede ser casi igual grande como la oscilacion absoluta del cojinete. La oscilacion del eje relativa es entonces muy pequena. En estos casos deberia medirse por lo tanto la oscilacion absoluta del eje.

La oscilacion absoluta del eje no ha conseguido hasta ahora grande importancia, ya que su medicion - principalmente debido a la tecnica de medicion necesaria - no es economica. Esta se emplea sobre todo para los turbojuegos de centrales electricas y por tanto no se tratara mas en detalle a continuacion.

1.2 Normas, reglas orientativas y valores limites para oscilaciones de maquinas

La medicion de la oscilacion relativa de ejes y de la oscilacion absoluta de cojinetes es estandardizada en una multiple cantidad de normas y reglas orientativas nacionales e internacionales.

La mayoria de las normas y reglas orientativas entregan ademas de la definicion de las magnitudes de medicion, del procedimiento de medicion y de los requerimientos al aparato de medicion tambien valores numericos para la evaluacion del comportamiento de oscilacion de maquinas. De mucha importancia para la proteccion de maquinas son aqui los valores limites para la generacion de la alarma y la desconexion.

Las normas y reglas orientativas mas importantes son:

Normas y reglas orientativas para la medicion, evaluacion y el vigilado de oscilaciones relativas de ejes de maquinas durante el servicio:

Normas VDI 2059: oscilaciones de ejes de turbojuegos 1)

- Hoja 1: Principios fundamentales para la medicion y evaluacion
- Hoja 2: Oscilaciones de ejes de turbojuegos a vapor
- Hoja 3: Oscilaciones de ejes de turbojuegos industriales
- Hoja 4: Oscilaciones de ejes de juegos de turbinas a gas
- Hoja 5: Oscilaciones de ejes de maquinas hidraulicas

API-Standard 670: Non-contacting Vibration and Axial Position Monitoring System 2)

DIN 45670 (borrador): aparato de medicion de las oscilaciones de ejes 1)

Normas y reglas de orientación para la medición y evaluación de las OSCILACIONES RELATIVAS DE EJES durante la recepción de máquinas:

API 610: Centrifugal Pumps for General Refinery Services

API 611: General-Purpose Steam Turbines for Refinery Services

API 612: Special-Purpose Steam Turbines for Refinery Services

API 616: Type H Industrial Combustion Gas Turbines for Refinery Services

API 617: Centrifugal Compressors for General Refinery Services

API 618: Reciprocating Compressors for General Refinery Services

API 619: Rotary-Type Positive Displacement Compressors for General Refinery Services

API 671: Special-Purpose Couplings for Refinery Sevices

API 672: Packaged, Integrally Geared, Centrifugal Plant and Instrument Air Compressors For General Refinery Services.

API 673: Special-Purpose Centrifugal Fans for General Refinery Services

---

Los API-Standards se consiguen por:

American Petroleum Institute
2101 L Street, Northwest
Washington, D.C. 20037

Normas y reglas de orientación para la medición, evaluación, recepción y vigilación de las OSCILACIONES ABSOLUTAS DE COJINETES de máquinas.

Normas VDI 2056: Medidas de evaluación para oscilaciones mecánicas en máquinas.

ISO-Standard 2372: Oscilaciones mecánicas de máquinas con números de revoluciones de servicio entre 10 y 200 seg^{-1}.

ISO-Standard 2373: Oscilaciones mecánicas de máquinas eléctricas rotativas con altura del eje de 80 hasta 400 mm.

ISO-Standard 3945: Oscilaciones mecánicas de máquinas rotativas grandes con números de revoluciones entre 10 y 200 seg^{-1}

2. Medición de las oscilaciones de máquinas

2.1 Oscilaciones relativas de ejes

El rotor que posee un desequilibrio realiza oscilaciones de ejes. Su centro del eje se mueve durante la rotación sobre una pista, la cual se denomina

pista cinética de ejes.

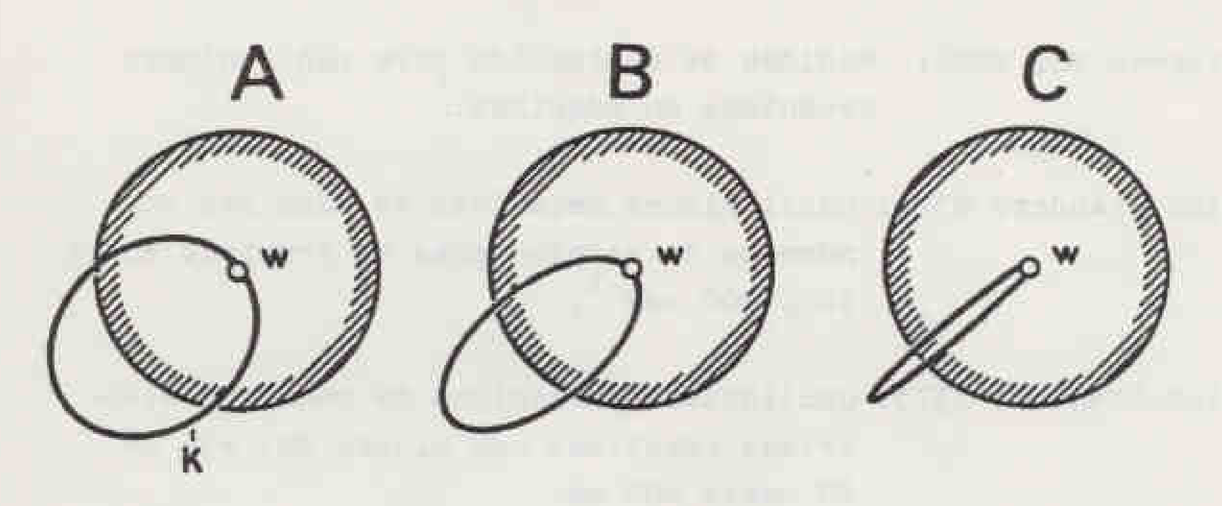


Fig. 5: Pista cinética del eje forzada por el desequilibrio de un rotor isotrópico con cojinetes isotrópicos (A) y con cojinetes anisotrópicos (B y C).

W ... Centro del eje o centro de giro del rotor
K ... Pista cinética del eje

Con condiciones ideales, es decir, con eje isotrópico y cojinetes isotrópicos es la pista cinética del eje forzada por el desequilibrio en cada sección transversal del rotor un círculo. Normalmente los cojinetes de máquinas son anisotrópicos (es decir, estos poseen diferentes elasticidades en sus sentidos de rigidez principal), por consecuencia acepta la pista del eje cinética usualmente la forma de una elipse, la cual puede deformarse hasta a una recta (fig. 5).

Magnitud, forma y posición de la pista cinética del eje se modifican con el número de revoluciones. Normalmente logran las desviaciones cinéticas del eje en el número de revoluciones crítico su máximo.

En la pista cinética del eje están incluídas todas las informaciones sobre las oscilaciones del eje del rotor. Para captar por completo la pista cinética del eje, o sea, del movimiento del eje en un plano radial del rotor, deberán ser colocados en ésta dos captadores en dos sentidos que se encuentran entresí en forma ver-

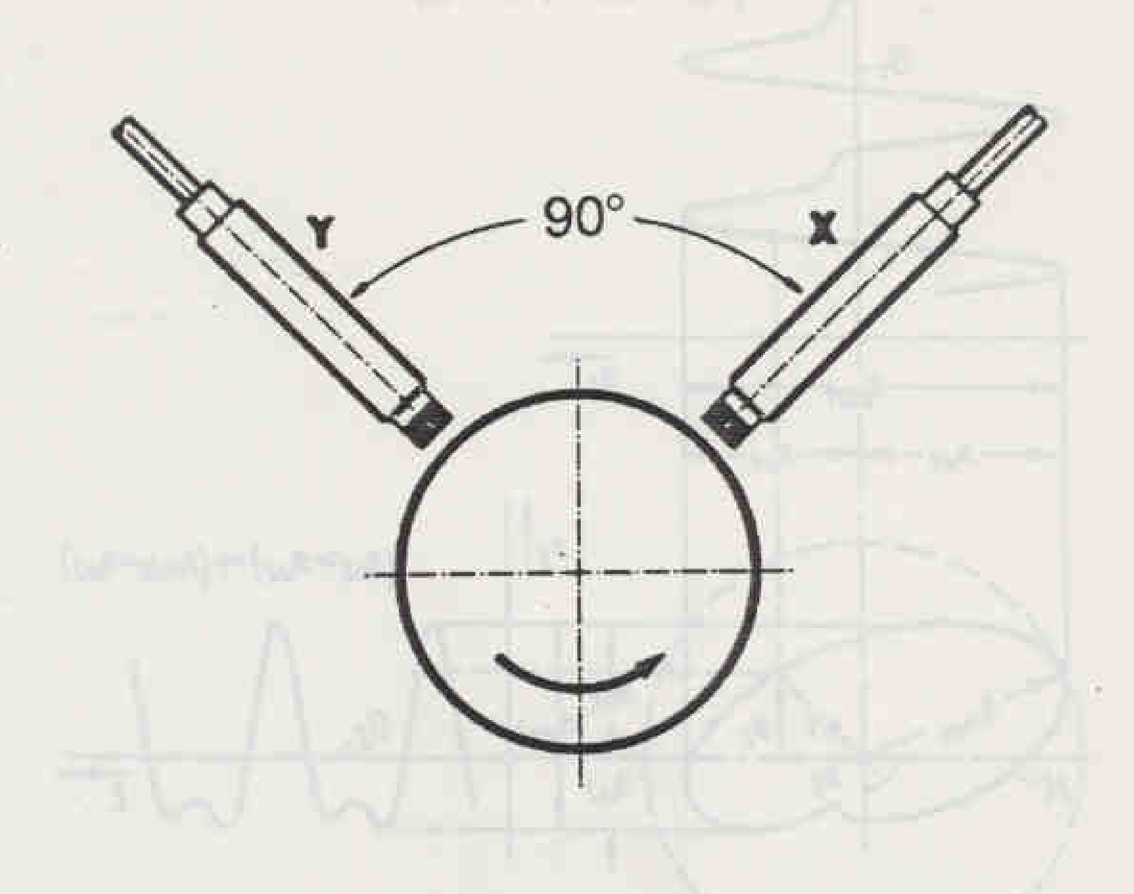
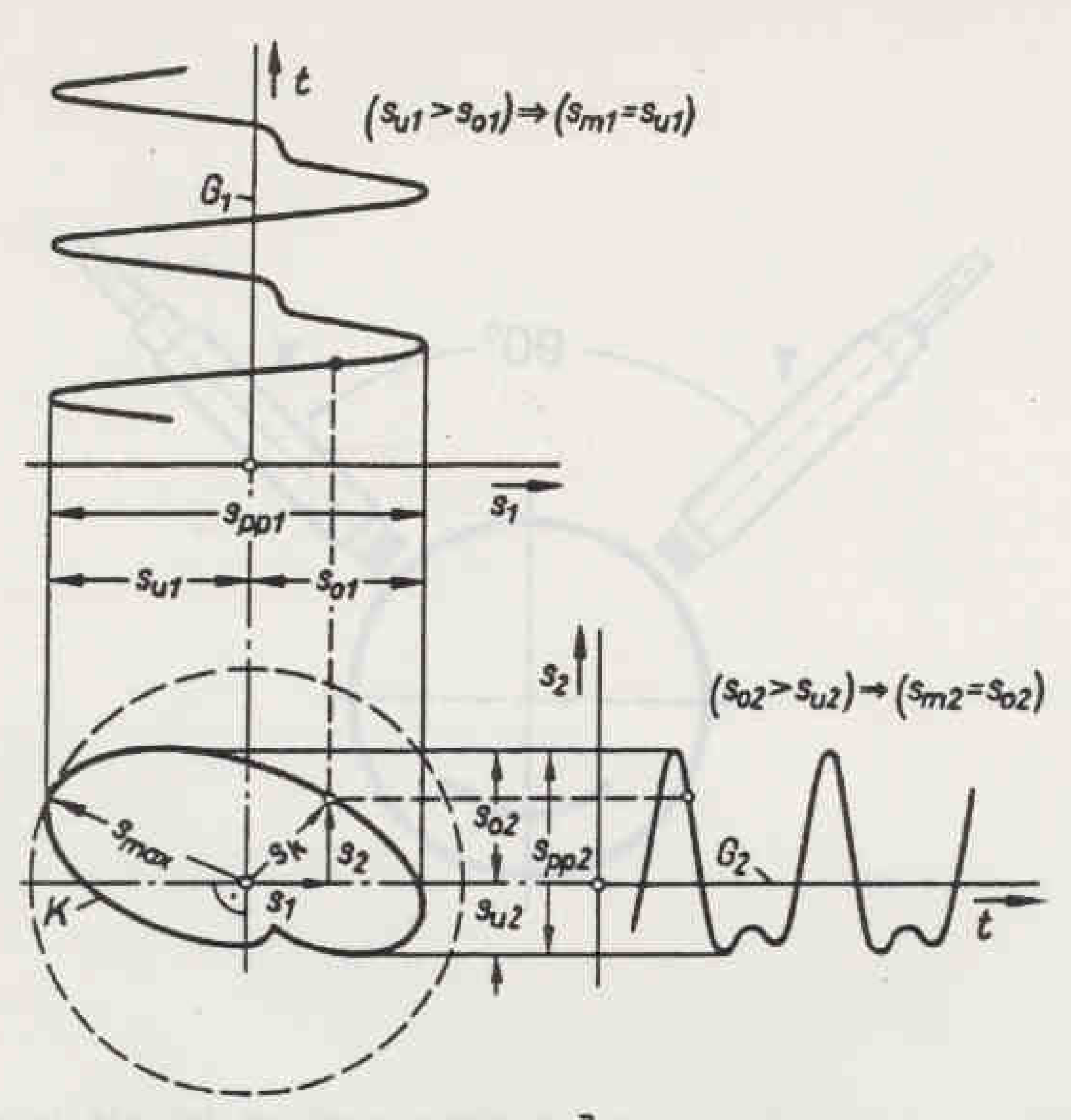


Fig. 6: Para captar por completo la pista cinética del eje deberán ser colocados en un plano radial dos captadores desplazados uno contra otro por 90°.

Cada captador capta los recorridos de oscilación medibles en su sentido de incorporación del eje s_1 (t) y s_2 (t). La adición correcta de la fase de los recorridos de oscilación momentáneos entrega la desviación cinética del eje momentánea en el plano de medición:

$$s_k (t) = \sqrt{s_1^2(t) + s_2^2(t)}$$



$S_1 \cdot S_2$ Valores momentaneos

$S_{o1} \cdot S_{o2}$ Valores max.

$S_{u1} \cdot S_{u2}$ Valores min.

$S_{m1} \cdot S_{m2}$ Valores max.

$S_{pp1} \cdot S_{pp2}$ Anchuras de oscilacion

} de los recorridos de oscilacion $s_1(t)$ y $s_2(t)$ en las direcciones de medición 1 y 2

S_k Desviacion cinetica momentanea del eje

S_{max} Valor max. de la desviacion del eje, amplitud maxima

K Pista cinetica del eje

t Tiempo

$G_1 \cdot G_2$ Ejes de valor igual

Fig. 7: Ejemplo de una pista cinética del eje y de los recorridos de oscilación correspondientes en dos sentidos verticales entre sí. El movimiento contiene dos armónicas (f y 2f).

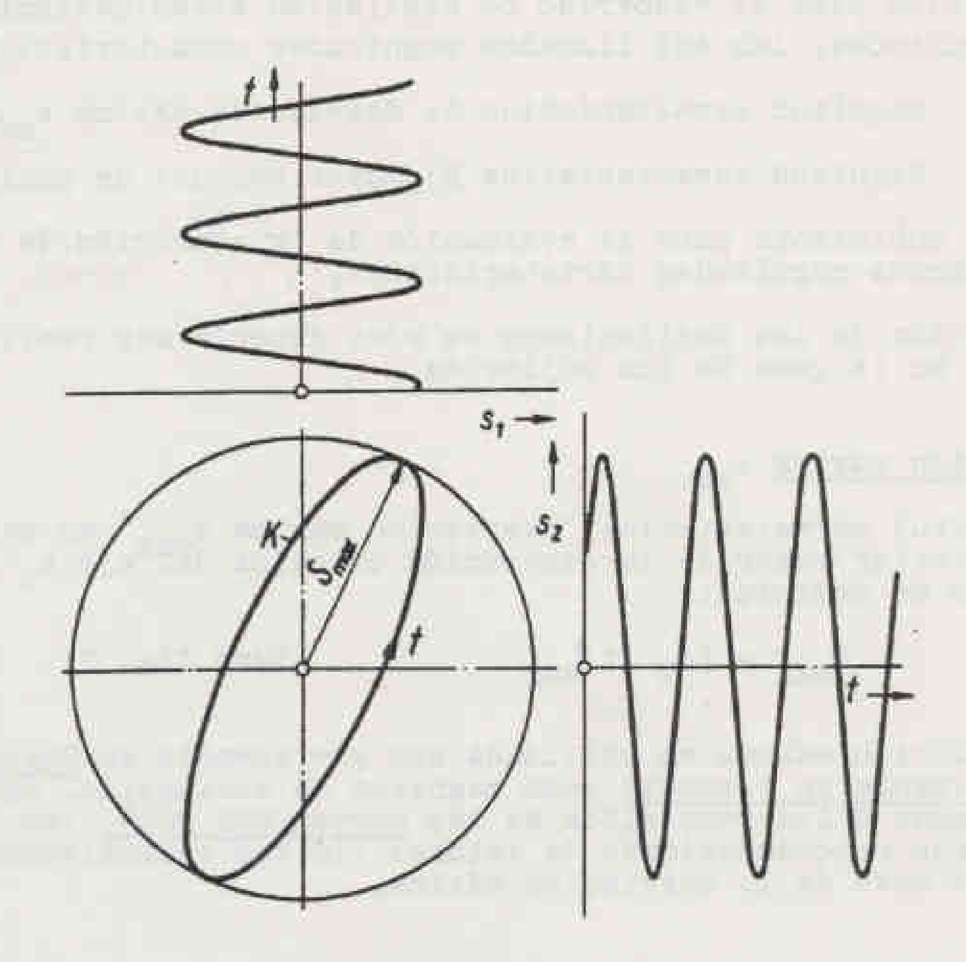


Fig. 8: Recorridos de oscilación s_1, s_2 y pista cinética del eje K de un rotor con desequilibrio. El movimiento contiene únicamente la armónica base (frecuencia de rotación del rotor)

Ejemplos para los desarrollos temporales de los recorridos de oscilación y las pistas cinéticas del eje correspondientes muestran las figuras 7 y 8. En el caso más sencillo de la oscilación armónica con sólo una frecuencia, es la pista cinética del eje una elipse (fig. 8).
Oscilaciones juntadas conducen en dependencia de su espectro de frecuencia a pistas cinéticas de ejes deformadas más ó menos. (Fig. 7).

2.1.1 Magnitudes de medición de la oscilación de ejes

De las posibles magnitudes de medición: recorrido de oscilación, velocidad de oscilación y aceleración de oscilación está determinado

la amplitud de oscilación

como magnitud decisiva para la oscilación de ejes. Su unidad de medida es μm.

Como medida para el recorrido de oscilación están determinadas dos magnitudes, las así llamadas magnitudes características:

Magnitud característica A: desviación máxima $s_{máx}$.

Magnitud característica B: mayor anchura de oscilación s_{ppm}

Aqui es suficiente para la evaluación de la condición de marcha una de ambas magnitudes características.

La medición de las oscilaciones de ejes debería ser realizada siempre en la gama de los cojinetes.

Desviación máxima s_{max}

La magnitud característica "desviación máxima s_{max}" es definida como valor mayor de la desviación cinética del eje s_k (t) en el plano de medición:

$$s_{max} = (s_k\ (t))_{max} \qquad \text{(ver fig. 7)}$$

La desviación máxima es utilizada con preferencia en Europa y especialmente en Alemania como magnitud de evaluación. Esta corresponde a los requisitos de las normas VDI 2059, las cuales forman sus recomendaciones de valores límites exclusivamente sobre la base de la desviación máxima.

Anchura de oscilación mayor s_{ppm}

La magnitud característica "mayor anchura de oscilación s_{ppm}" es definida como valor mayor de las anchuras de oscilación determinadas en los dos sentidos de medición 1 y 2 s_{pp1} y s_{pp2}:

$$s_{ppm} = (s_{pp1}\ ,\ s_{pp2})\ máx \qquad \text{(ver fig. 7)}$$

Con anchura de oscilación está aqui denominado el valor cresta /cresta del recorrido de oscilación.

Esta magnitud de característica es empleada preferentemente en los Estados Unidos de América y en la industria petroquímica como magnitud de evaluación. Esta corresponde al API-Standard 670, pero no corresponde a las normas VDI 2059 hojas 1 hasta 5.

2.1.2 Captador para oscilaciones de ejes

Para la medición de las oscilaciones relativas de ejes se utilizan hoy en día únicamente captadores de recorridos sin contacto, los cuales trabajan de acuerdo al procedimientos a corriente Foucault. Estos captadores toman todos los movimientos del rotor en la gama de frecuencia de 0 hasta 10.000 Hz. Estos son:

- resistente al desgaste y robustos
- resistente a la química, impermeable al aceite y resistente a la presión hasta 100 bar
- suministrables en múltiples diferentes ejecuciones (fig.9)
- de elevada precisión y linealidad
- compensados respecto a la temperatura en la gama -34° hasta +177°C.
- conforme a API-Standard 670

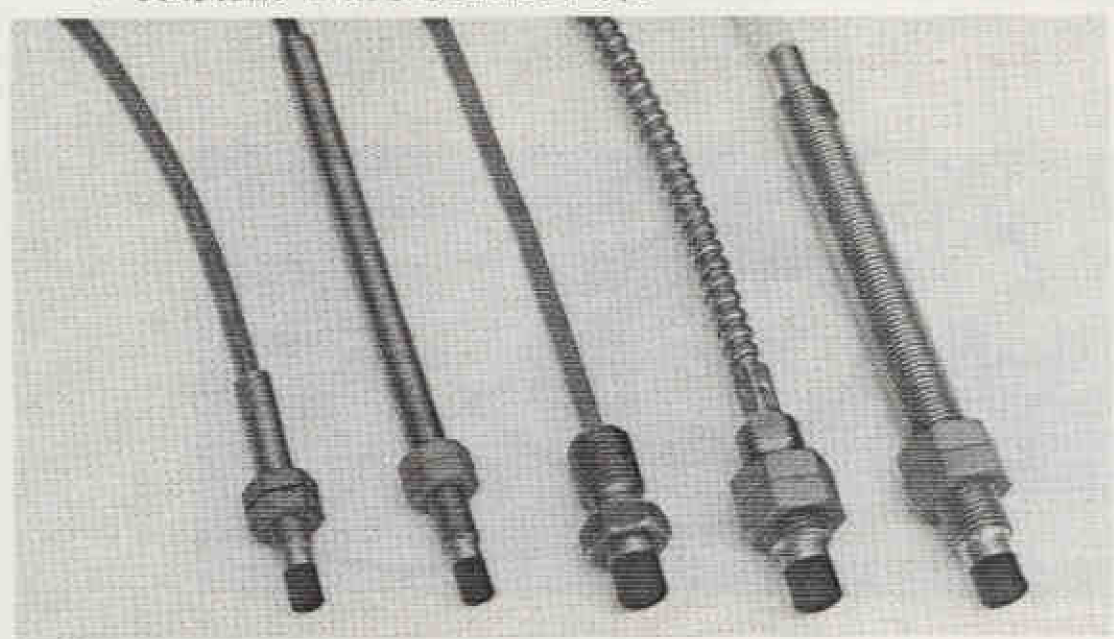


Fig. 9: Captadores del recorrido sin contacto en ejecuciones mecánicas diferentes. Los casquillos roscados son de M 6 x 0,5 - M 10 x 1 - hasta M 20 x 1.

Cada captador lleva en su punta una pequeña bobina de medición, la cual está situada en recina de Epoxy especial. Dicha bobina forma junto con el cable de captación, con el cable de prolongación y el oscilador un circuito de oscilación, el cual será alimentado con una frecuencia portante de aprox. 1,2 MHz (fig. 10).

Senal
Comun
-24 V
Cuerpo a medir
Captador
Cable de prolongacion
Oscilador

Fig. 10: Una cadena de medición según el procedimiento a corriente de Foucault está compuesta por: captador, cable de prolongación y oscilador.

Bajo la influencia de la frecuencia portante se forma alrededor de la bobina de medición un campo alternativo electromagnético. Un cuerpo conductible eléctrico que viene llevado en este campo, ocasiona una atenuación de la bobina, de la cual puede ser deducida la separación del cuerpo desde la bobina.

En la salida del oscilador se encuentran una tensión contínua y una tensión alterna sobrepuesta. La tensión contínua es proporcional a la separación central entre el cuerpo y la bobina y la tensión contínua a la oscilación del cuerpo. Estas tensiones pueden ser medidas, analizadas y vigiladas sin problema con aparatos de medición de oscilaciones.

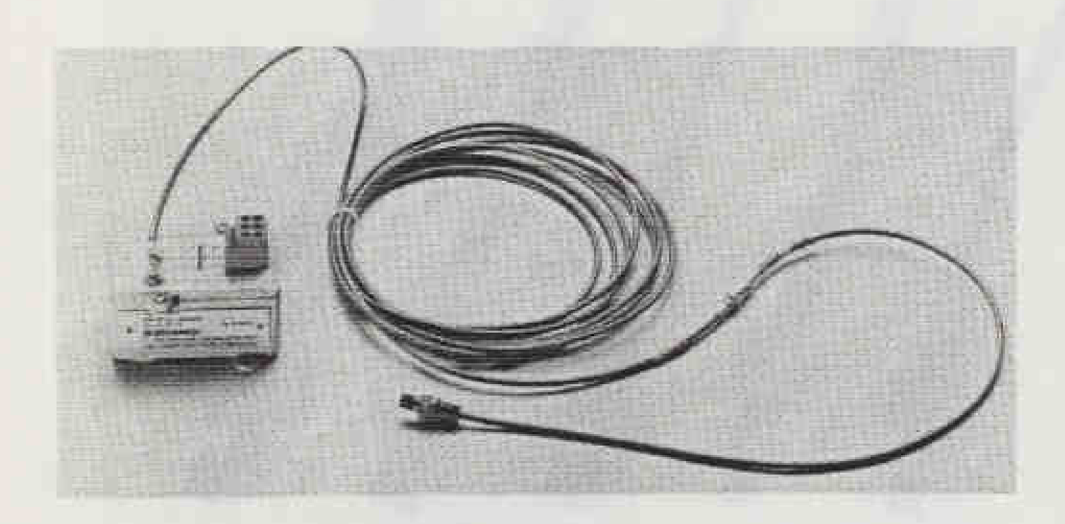


Fig. 11: Ejemplo para una cadena de medición según el método a corriente de Foucault.

2.2 Oscilaciones absolutas de cojinetes

Oscilaciones de ejes son una reacción directa del rotor sobre las fuerzas alternas que atacan a éste. A través de la película de aceite que actúa como un resorte, o mediante el cuerpo rodante de los rodamientos, las oscilaciones del eje serán transmitidas por parte a la construcción del cojinete, a la carcasa de la máquina y a los fundamentos de la máquina. Dichas oscilaciones representan una reacción indirecta sobre las fuerzas del rotor. Estas se denominan "oscilaciones de cojinetes".

La relación de magnitud entre las oscilaciones de ejes de un rotor y las oscilaciones de cojinetes, las cuales se presentan en la superficie de la máquina, depende de una múltiple cantidad de factores de influencia. Por lo tanto, no es posible indicar ésta con seguridad y en la regla tampoco es posible juzgar de las oscilaciones de ejes a las oscilaciones de cojinetes y viceversa.

En las oscilaciones de cojinetes absolutas se consideran las oscilaciones que se presentan en la superficie de máquinas, o sea, en particular las oscilaciones cerca de los cojinetes o en los cojinetes mismos.

Estas oscilaciones pueden en la mayoría de los casos ser medidas sin grandes esfuerzos.

Como lugares de medición se han determinado las cajas de los cojinetes, aquí deberá medirse en tres direcciones de coordenadas.

Estas son para máquinas con eje horizontal:

- la dirección horizontal
- vertical y
- axial

Los resultados obtenidos en estos lugares de medición deberán ser valorizados y vigilados individualmente. Se renuncia aquí conscientemente a una adición vectorial de los valores de oscilación medidos en las direcciones de coordenadas (como practicado para la desviación máxima a_{max} de la oscilación relativa de ejes).

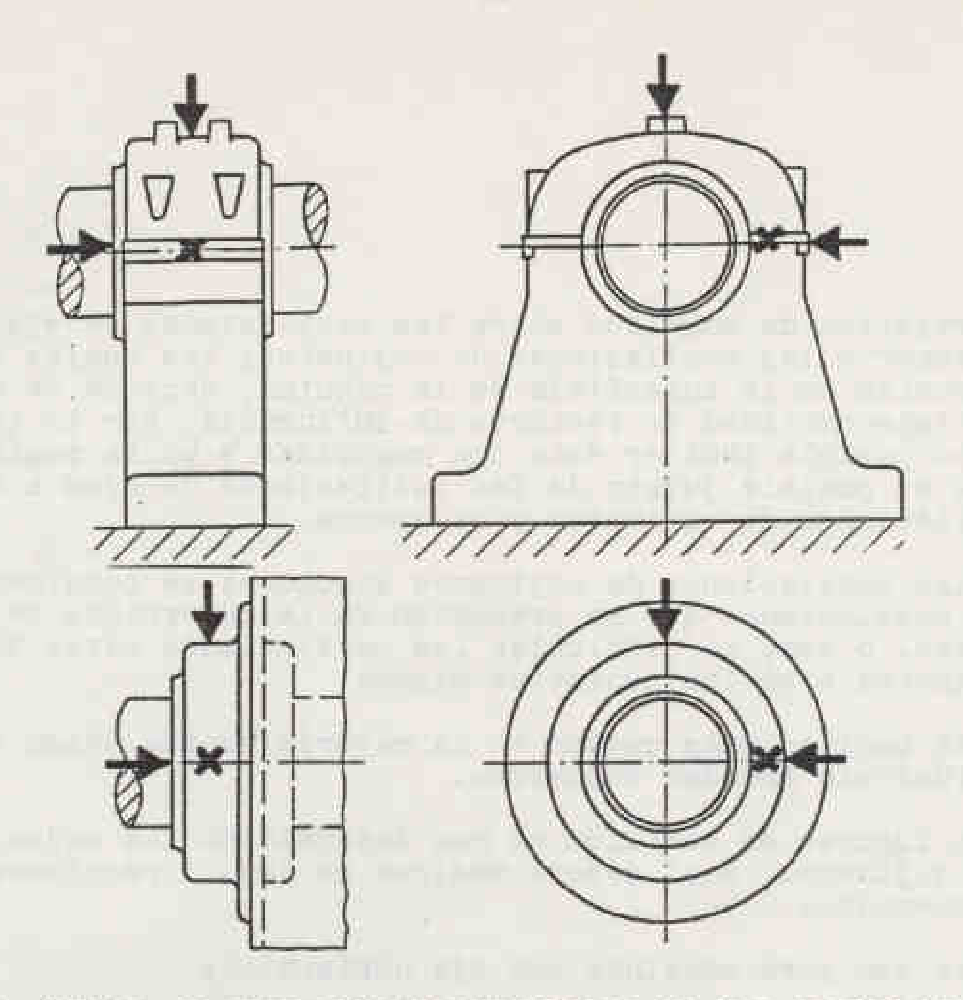


Fig. 12: Puntos de medición recomendados en las posiciones de cojinetes de grandes máquinas rotativas (deducido del ISO Standard 3945)

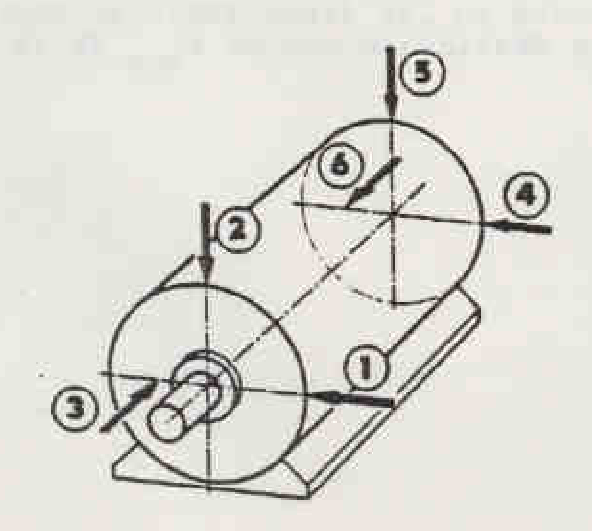


Fig. 13: Puntos de medición recomendados en máquinas eléctricas (deducido del ISO Standard 2373)

2.2.1 Magnitudes de medición de las oscilaciones de cojinetes

De las posibles magnitudes de medición está determinado en las normas y reglas de orientación conocidas en general.

<u>el valor efectivo de la velocidad de oscilación</u> v_{eff}

como magnitud decesiva para las oscilaciones absolutas de cojinetes. Su unidad de medida es mm/s.

El valor efectivo de la velocidad de oscilación es definido en la forma siguiente:

$$v_{eff} = \sqrt{\frac{1}{T} \cdot \int_0^T v^2(t) \cdot dt}$$

$$= \sqrt{v^2_{1eff} + v^2_{2eff} + v^2_{3eff} + \ldots + v^2_{neff}}$$

$$= \sqrt{\frac{1}{2} \cdot (s^2_{1m} \cdot \omega^2_1 + s^2_{2m} \cdot \omega^2_2 + \ldots + s^2_{nm} \cdot \omega^2_n)}$$

Aquí significan:

v ... velocidad de oscilación en mm/s

s_m ... valor de amplitud del recorrido de oscilación en µm

ω ... velocidad del ángulo en 1/seg

T ... duración del período en seg

En la adición de las velocidades de oscilación parciales individuales serán tomadas en consideración exclusivamente las partes de oscilación, cuyas frecuencias se encuentran en la gama de 10 hasta 1000 Hz.

El valor efectivo mayor determinado en los lugares de medición prescritos y en la dirección de medición pre-entregada de la velocidad de oscilación será denominado

<u>intensidad de oscilación</u>

de la máquina.

La intensidad de oscilación es una magnitud característica extensa y muy fácil para medir, para la descripción del estado de oscilación de una máquina. Esta conduce normalmente a una evaluación segura.

2.2.2 Captador para oscilaciones de cojinetes

Las oscilaciones absolutas de cojinetes pueden ser medidas con captadores de aceleración piezo-eléctricos o con captadores de la velocidad de oscilación electrodinámicos. Ambas ejecuciones deberán ser sostenidas o atornilladas para la medición sobre las cajas de los cojinetes de la máquina. Es decir, estos trabajan con contacto.

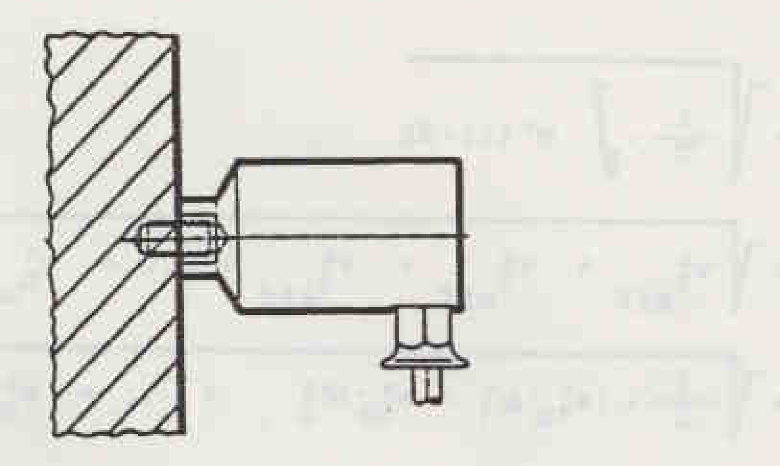


Fig. 14: Atornillamiento del captador de oscilaciones mediante fijación central

El captador de la velocidad de oscilación electrodinámico se distingue en una múltiple cantidad de características particulares:

- ejecución robusta
- fácil montaje (fig. 14)
- elevada sensibilidad de medición
- alta tensión de salida con resistencia interior baja, esto permite grandes longitudes de conducciones entre el captador y la electrónica de medición
- encapsulados herméticamente, por ello es posible una utilización en cualquier atmósfera
- absolutamente libre de mantenimiento
- construcción madurada. Mundialmente se fabrican diariamente más de 100.000 captadores electrodinámicos de idéntica ejecución
- precio económico
- 5 anos de garantía

Debido a estas ventajas, los aparatos de medición y las instalaciones de vigilancia para oscilaciones de cojinetes serán equipados en la mayoría de los casos con captadores de la velocidad de oscilación electro-dinámicos.

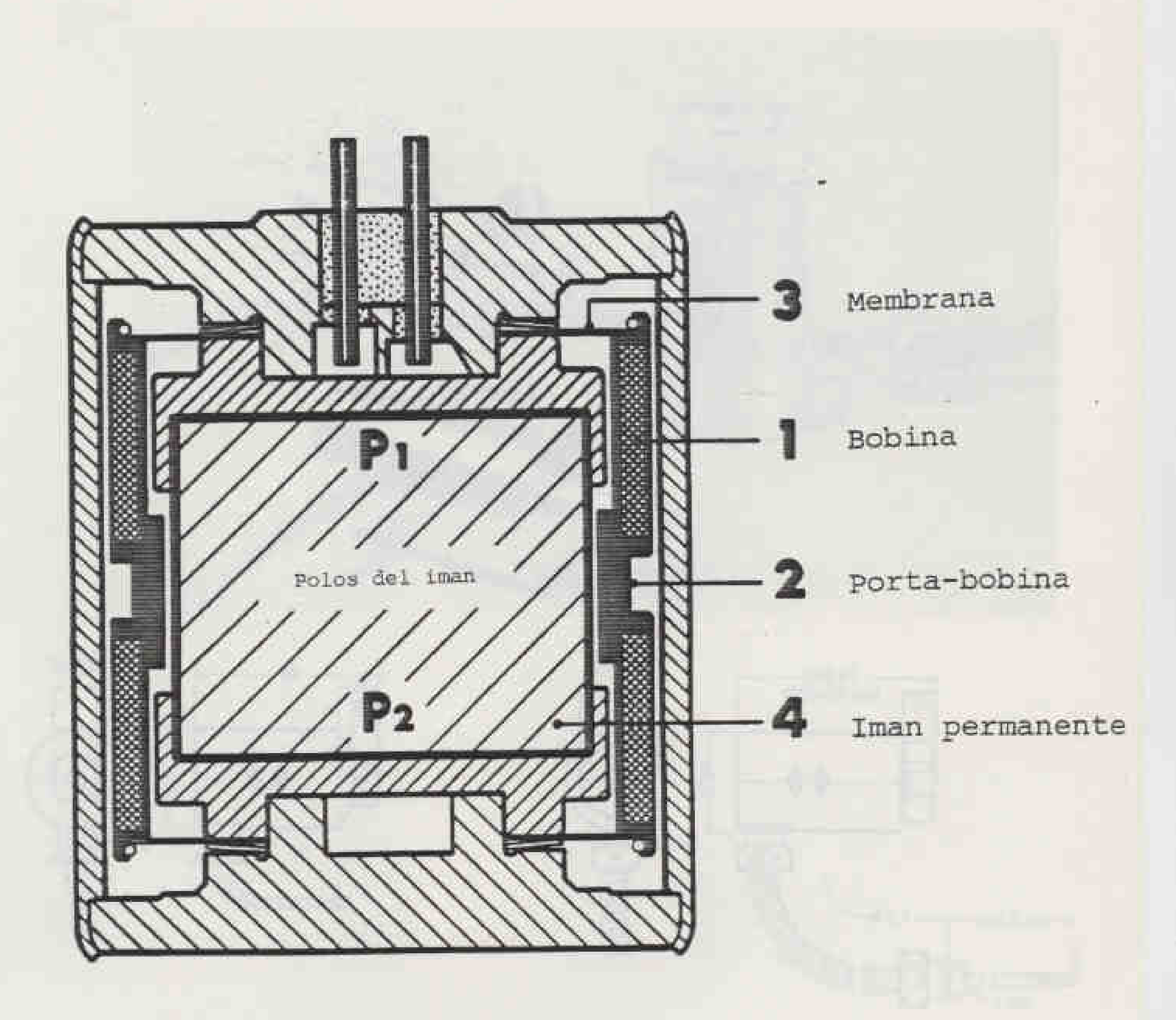


Fig. 15: Construcción de un captador de la velocidad de oscilación electrodinámico

Una construcción esquemática del captador la encuentran en la figura 15. En el entrehierro de forma anular del imán permanente (4) se mueve una bobina (1), la cual está suspendida en dos resortes de membrana (2) apta a oscilar. La bobina representa con su masa, la masa del porta-bobina (3) y la rigidez de los resortes de memcrana una masa sísmica. Oscilando el captador, el imán se mueve contra la bobina parada (masa sísmica!). Con ello la bobina corta líneas de campo de los imanes, induciendo en ésta una tensión proporcional a la velocidad de oscilación. Esta tensión puede ser medida, valorizada o vigilada en forma sencilla con aparatos de medición de oscilaciones o

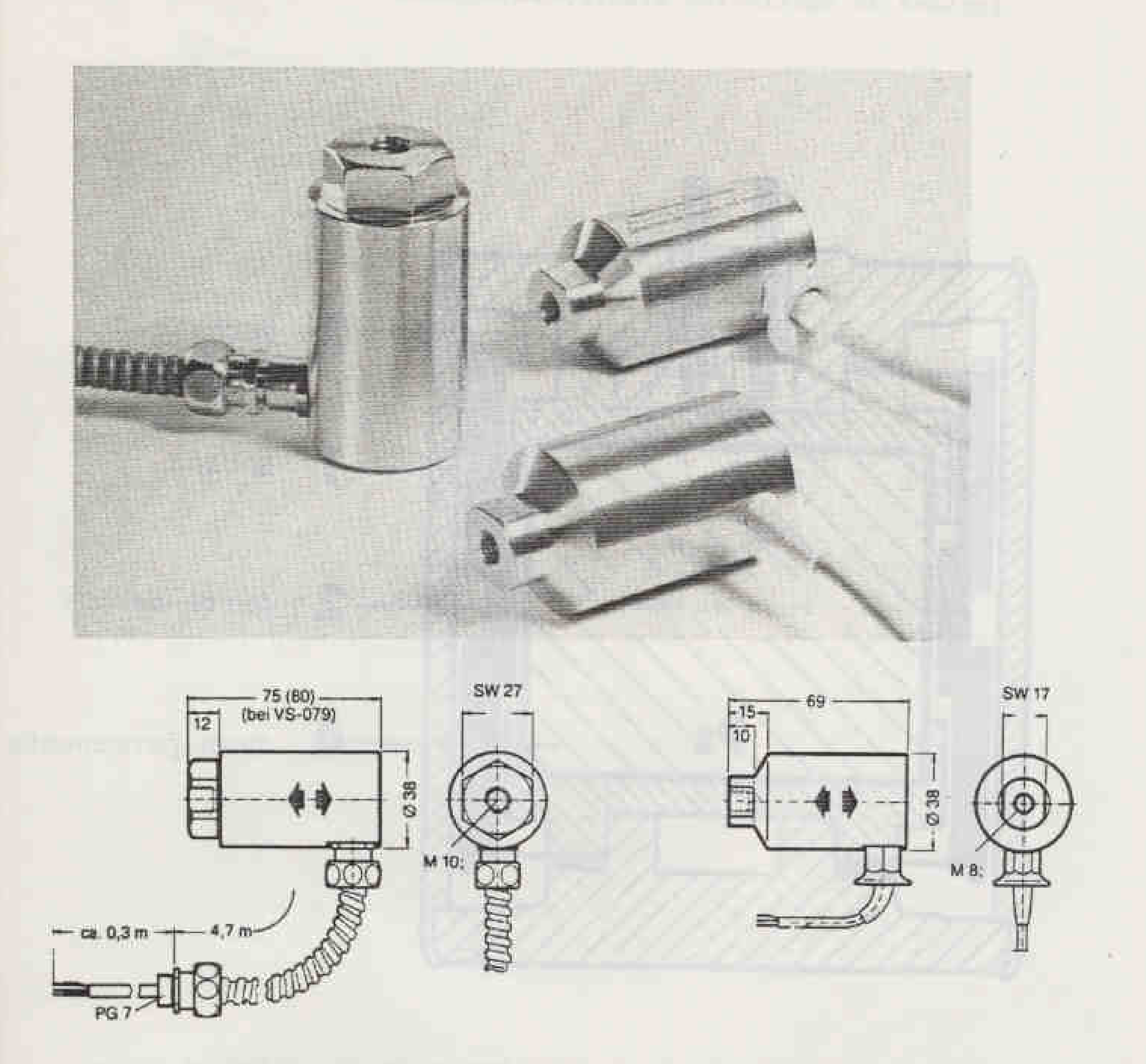


Fig. 16: Tipos de construcción de captadores de la velocidad de oscilación electrodinámicos

2.3 Aparatos de medición para oscilaciones de máquinas

Para la formación del valor de medición y para la indicación de las oscilaciones relativas de ejes y de las oscilaciones absolutas de cojinetes hay a disposición aparatos de medición electrónicos en diferentes ejecuciones.

Para las mediciones en salas de prueba, durante el montaje, durante el service, para el mantenimiento en fábrica y la recepción de máquinas serán empleados aparatos de medición de las oscilaciones portátiles accionados por batería. Dichos aparatos son muy pequeños y ligeros, sencillos en su manejo y en la mayor parte utilizables universalmente. (Fig. 17-19)

Los aparatos de medición de oscilaciones portátiles poseen un canal, de modo que los puntos de medición individuales de las máquinas pueden ser medidos sucesivamente. Para poder entregar tanto al fabricante de máquinas como también al usuario de máquinas resultados de medición comparables y reproducibles, los aparatos deberíancorresponder en absoluto a los requisitos de las normas ya indicadas.

Aparatos para la medición, evaluación y recepción de las oscilaciones absolutas de cojinetes

- Aparato de medición de la intensidad de oscilación VIBROMETER 20
- Aparato de medición de la intensidad de oscilación y aparato analizador VIBROMETER 25

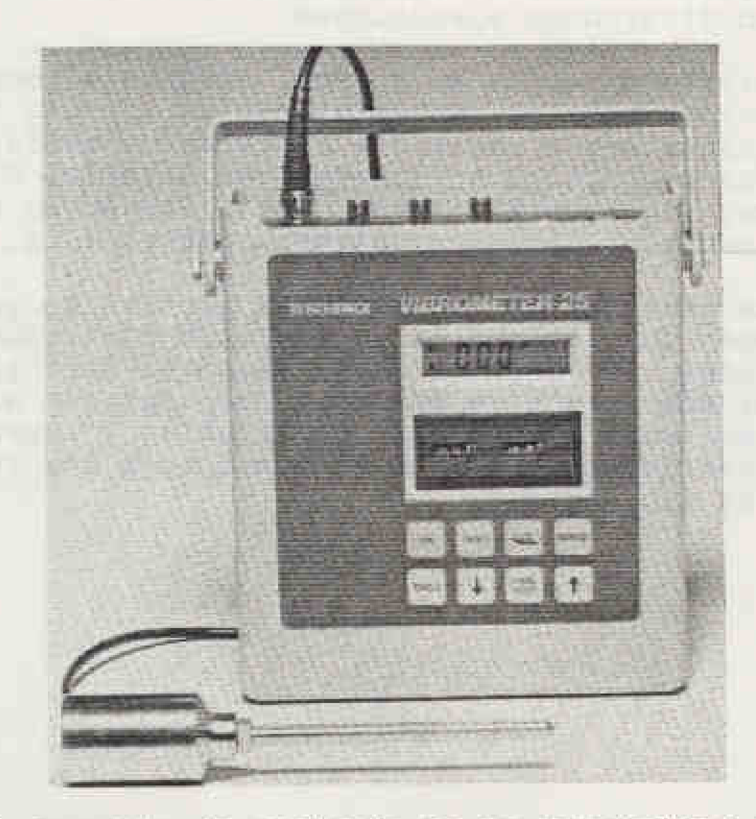


Fig. 17: Aparato de medición de la intensidad de oscilación VIBROMETER 25 para la medición y evaluación de oscilaciones de cojinetes. El aparato cumple con todos los requisitos del ISO-Standard y Normas DIN. Además se pueden mediante un análisis de frecuencia determinar las causas de oscilación.

Aparatos para la medición, evaluación y recepción de las oscilaciones absolutas de cojinetes y de las oscilaciones relativas de ejes

- Aparato de equilibración, analización y medición de la intensidad de oscilación VIBROTEST
- Aparato de medición de las oscilaciones universal VIBROPORT
- Instalación de vigilación de máquinas VIBROCONTROL

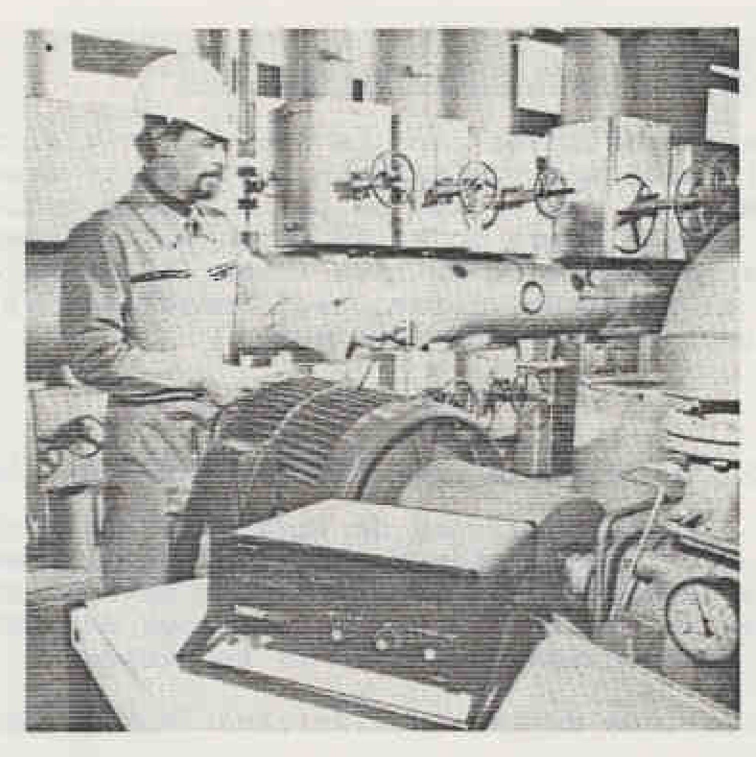


Fig. 18: Con el aparato de equilibración, analización y medición de la intensidad de oscilación VIBROTEST se pueden medir, analizar y eliminar las oscilaciones absolutas de cojinetes y oscilaciones relativas de ejes.



Fig. 19: El aparato de medición de las oscilaciones universal VIBROPORT permite la solución de todos los cometidos de medición de oscilaciones que se presentan en la práctica.

3. Vigilación de oscilaciones de máquinas

Para máquinas importantes para la producción y el rendimiento, máquinas tele-mandadas y máquinas"susceptibles a oscilaciones", una única medición del estado de oscilaciones mediante aparatos de medición casi siempre no es suficiente. Aquí deberan incorporarse para la captación de cada anomalía, sobretodo de un cambio rápido del nivel de vibraciones, instalaciones de vigilación de oscilaciones de medición contínua.

3.1 Cometido y construcción de instalaciones de vigilación

La tarea de las instalaciones de vigilación de oscilaciones a cumplir consiste en proteger con seguridad las máquinas contra daños de oscilaciones. Para realizar este propósito, las instalaciones de vigilación de oscilaciones deberán cumplir 3 funciones con elevada seguridad de servicio:

- medición contínua de las oscilaciones de máquinas
- comparación automática de los valores de medición con valores límites pre-ajustables
- Disparo de relés sobrepasando el valor límite:

  1. para la advertencia óptica o acústica (valor límite 1) y
  2. para la desconexión de la máquina (valor límite 2).

Las instalaciones de vigilación de oscilaciones están equipadas con conmutaciones de protección. Con ello se evita casi totalmente alarmas incorrectas, las cuales conducen a innecesarias desconexiones de máquinas.

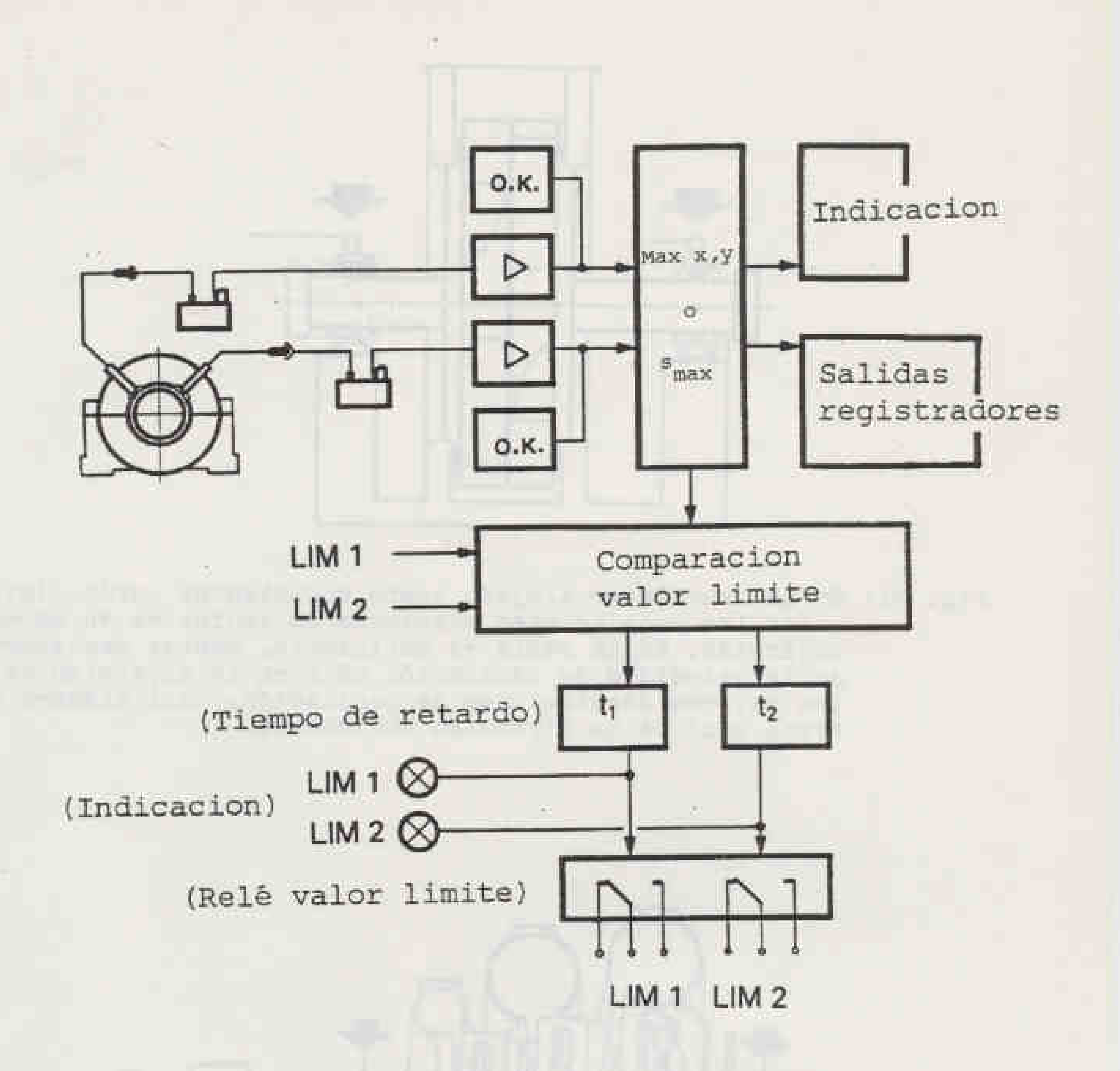


Fig. 20: Construcción fundamental de un aparato para la vigilación de las oscilaciones relativas de ejes en un cojinete deslizante

3.2 Como pueden ser vigiladas oscilaciones en puntos de medición individuales?

Para la vigilación valen los mismos principios como para la medición de oscilaciones de máquinas. Los captadores, los puntos de medición y las magnitudes de medición son idénticos. Los valores límites para la alarma y la desconexión serán

- pre-entregados por el fabricante de la máquina o
- deducidos del estado de servicio normal de la máquina o
- desprendidos de las normas y reglas de orientación indicadas en el capítulo 1.2.

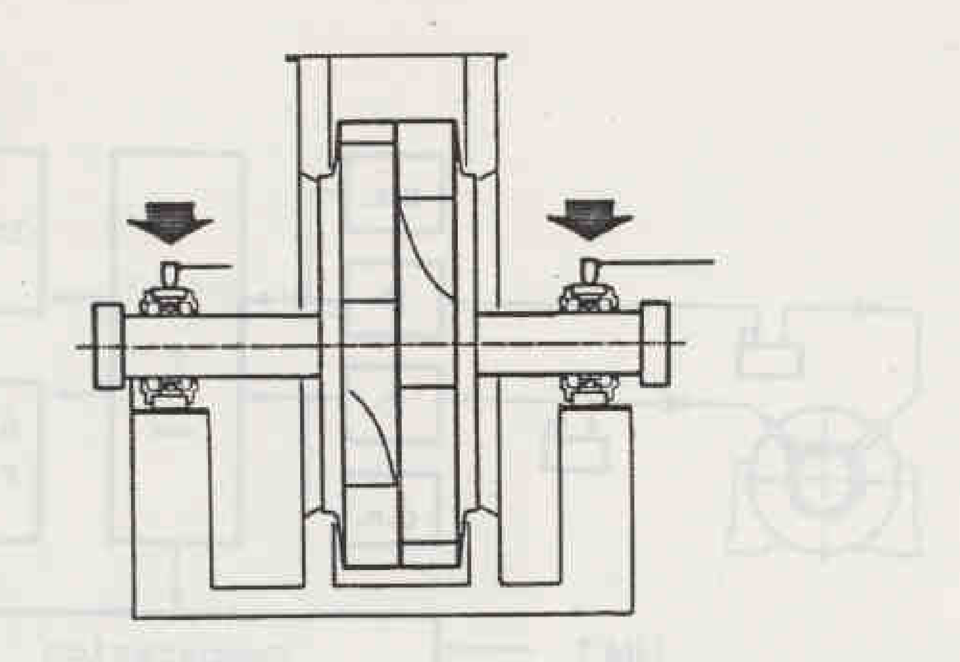


Fig. 21: En un ventilador alojado sobre rodamientos serán vigiladas las oscilaciones absolutas de cojinetes en ambos cojinetes. En la regla es suficiente, montar captadores de la velocidad de oscilación sólo en la dirección de las mayores desviaciones de oscilación. Casi siempre se trata aquí de la dirección horizontal.

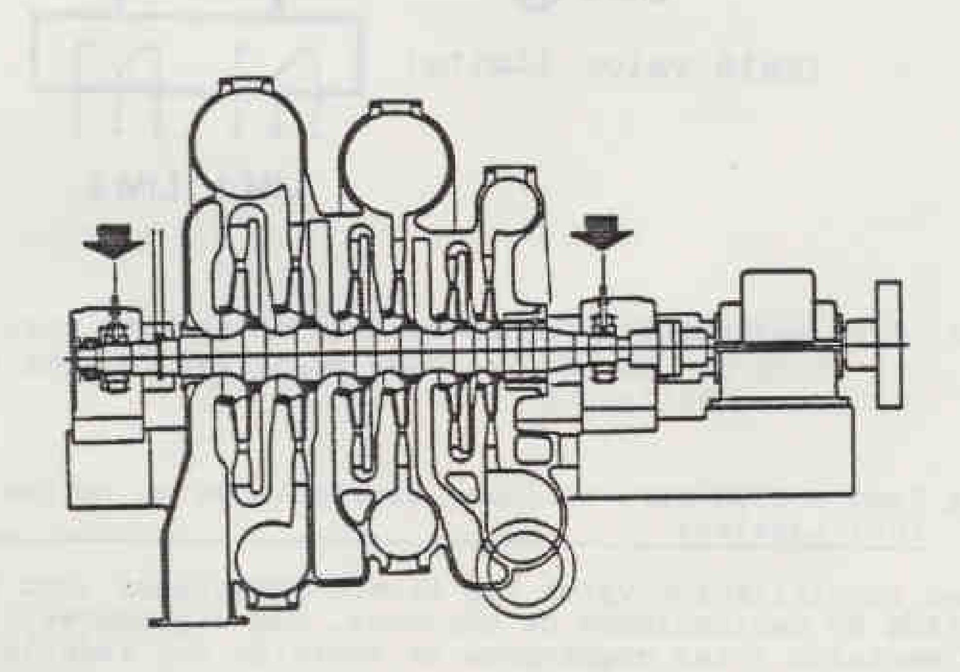


Fig. 22: En turbo-compresores con alojamiento deslizante deberán ser vigiladas las oscilaciones relativas de ejes. Para ello deberán ser atornillados en cada cojinete dos captadores de recorrido sin contacto desplazados entre sí en 90°.

Para el caso que oscilaciones de máquinas individuales deberán ser vigiladas con pocos puntos de medición, como se acostumbra, p. ej., para ventiladores, instalaciones centrífugas y pequeñas turbinas, entonces el empleo de aparatos de vigilación de oscilaciones a uno o dos canales es la solución más económica. Dichos aparatos son compactos en su construcción y contienen el equipo electrónico de vigilación completo, inclusive amplificadores de medición, relés de valores límites y alimentación de tensión.

Aparatos de un canal para la vigilación de oscilaciones absolutas de cojinetes

- Vigilador de oscilaciones VIBROCONTROL 800
- Aparato de vigilación de oscilaciones VIBROCONTROL E4
- Aparato de vigilación de oscilaciones VIBROCONTROL 1000 - serie de construcción C

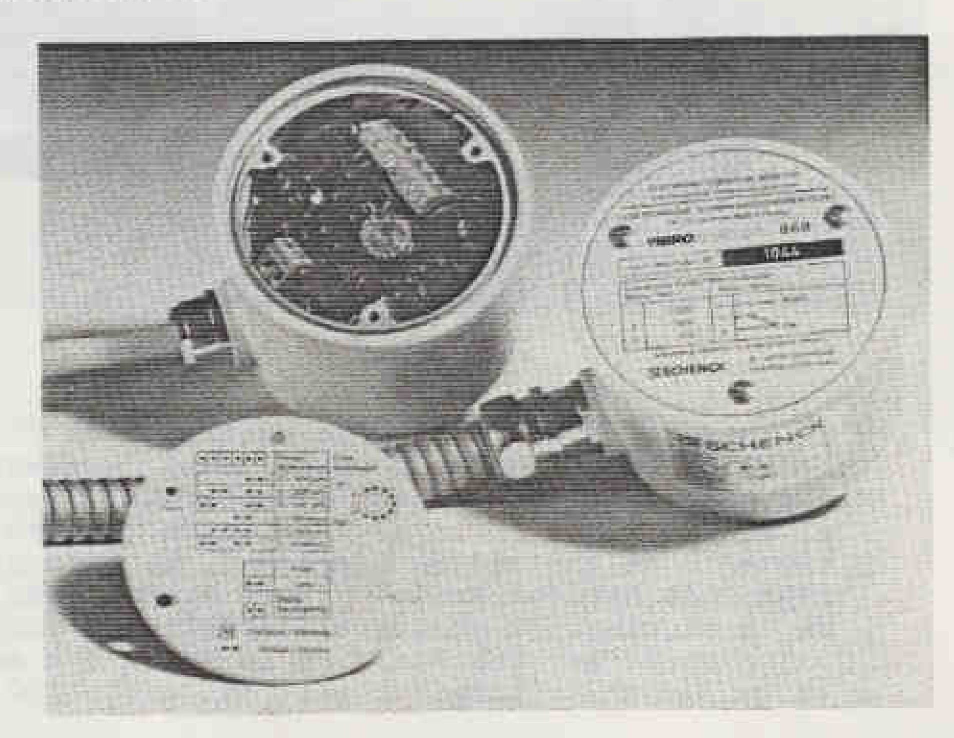


Fig. 23: El vigilador de oscilaciones electrónico VIBROCONTROL 800 ofrece la solución más económica para la vigilación de las oscilaciones absolutas de cojinetes. En su caja se encuentran montados fijamente captador de oscilaciones, equipo electrónico de vigilancia, relés de valor límite y alimentación de tensión. El vigilador de oscilaciones deberá ser atornillado con un sólo bulón roscado M12 al cojinete.

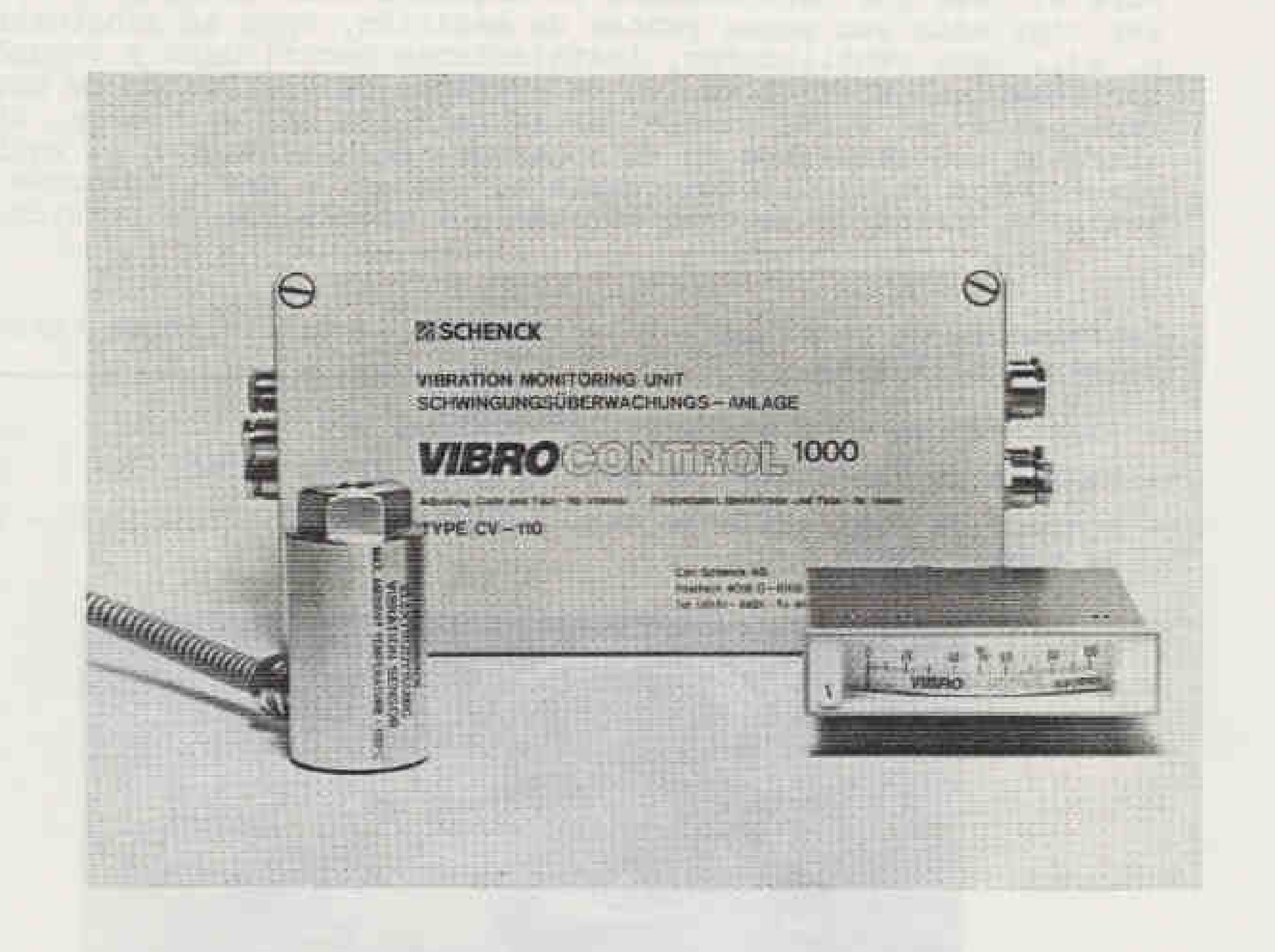


Fig. 24: El aparato de vigilación de oscilaciones VIBROCONTROL 1000, serie de construcción C, está compuesto por un captador de la velocidad de oscilación (izquierda), el equipo electrónico de vigilación (centro) y un instrumento de indicación (derecha). El captador está encapsulado herméticamente y será atornillado al cojinete de la máquina. El equipo electrónico de vigilación robusto puede ser instalado en la máquina o en la sala de control (longitud max. del cable 200 m)

Aparatos de dos canales para la vigilación de las oscilaciones relativas de ejes

- Aparato de vigilación de oscilaciones VIBROCONTROL 1000, serie de construcción R



Fig. 25: Con el aparato de vigilación de las oscilaciones VIBROCONTROL 1000 - serie de construcción R - pueden ser vigiladas alternativamente las componentes X/Y o la desviación máxima $s_{max.}$ de las oscilaciones relativas de ejes de un cojinete deslizante. Este está compuesto por dos captadores de recorrido sin contacto (delante izquierda), una caja de protección con dos osciladores (atrás izquierda), equipo electrónico de vigilación (centro) y aparato de indicación (delante derecha).

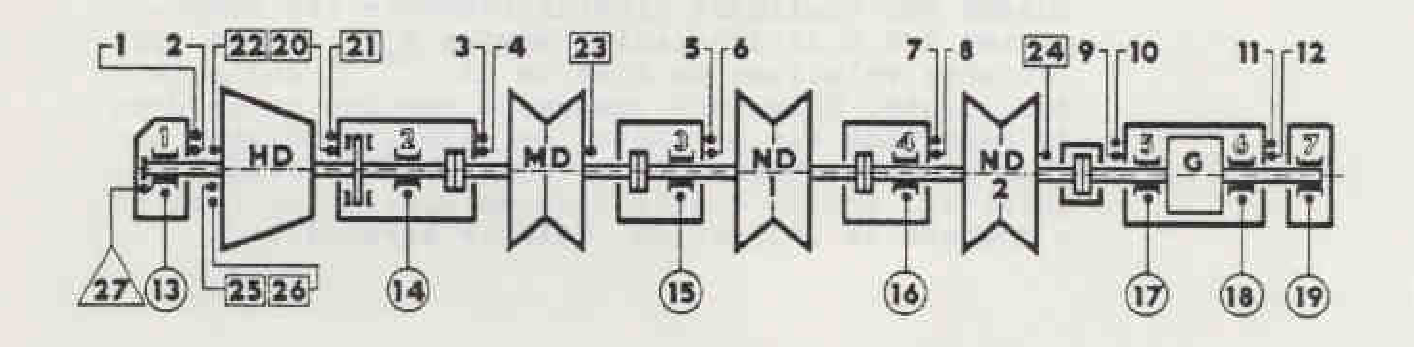
Aparatos de un canal para la vigilación del desplazamiento relativo de ejes (posición axial)

- Aparato de vigilación de oscilaciones VIBROCONTROL 1000 - serie de construcción A

3.3 Ejemplos para la vigilación de máquinas de múltiples canales

En grandes series de máquinas, como turbojuegos de centrales eléctricas y turbocompresores, las oscilaciones deberán ser vigiladas en muchos puntos de los cojinetes. Además de las oscilaciones deberán ser vigiladas otras magnitudes de medición importantes para el servicio de la máquina, como, por ejemplo:

- oscilaciones relativas de los ejes
- oscilaciones absolutas de los cojinetes
- desplazamientos axiales y radiales de los ejes
- excentricidad del eje de rotor
- extensión relativa de los ejes
- extensión absoluta de las cajas
- número de revoluciones
- temperaturas
- posición de la válvula



Valores de medición

1 ... 12	Oscilaciones relativas de ejes
13 ... 19	Oscilaciones absolutas de cojinetes
20 ... 21	Desplazamiento axial de ejes
22 ... 24	Extensión relativa de ejes
25 ... 26	Extensión absoluta de cajas
27	Número de revoluciones del rotor

Fig. 26: Magnitudes y puntos de medición para la vigilación de juegos de turbinas de vapor de 450 MW

Para la solución de semejantes tareas se utilizan instalaciones de vigilación a módulos, las cuales pueden ser agrupadas a voluntad y adaptadas a las magnitudes de medición y concebidas de acuerdo a la máquina.

Aparatos de más canales para la vigilación de diferentes magnitudes de medición de máquinas

- Sistema de vigilación de máquinas VIBROCONTROL 2000

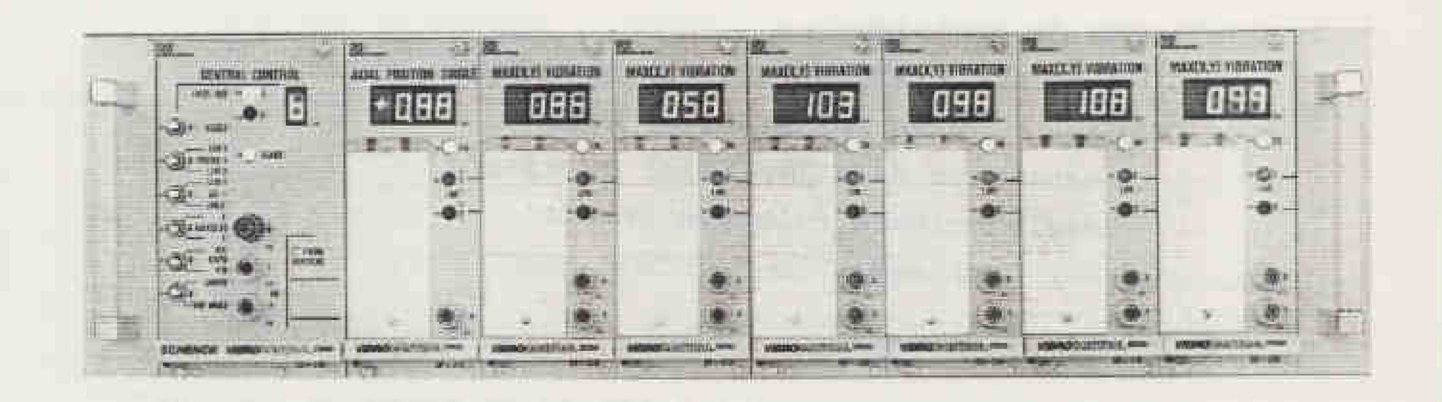
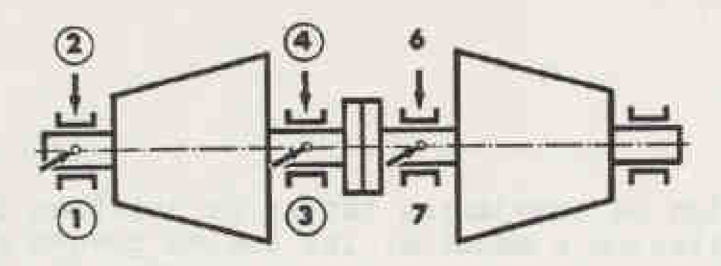
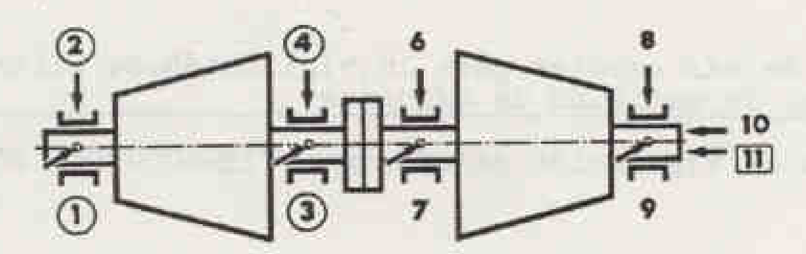


Fig. 27: Sistema de vigilación de máquinas construído a módulos VIBROCONTROL 2000 en el sistema de chasis de 19"

Problema de medición:





Magnitudes de medición:

1 .. 4 Oscilaciones absolutas de cojinetes

5 .. 9 Oscilaciones relativas de ejes

10 Oscilación relativa axial de ejes

11 Desplazamiento relativo de ejes

Solución del problema: VIBROCONTROL 2000

Fig. 28: Ejemplo para la vigilación de un grupo de turbinas a gas
Arriba: 1. Fábrica de maquinaria de Brünn/CKD Praga
Abajo : Nuovo Pignone, Florencia

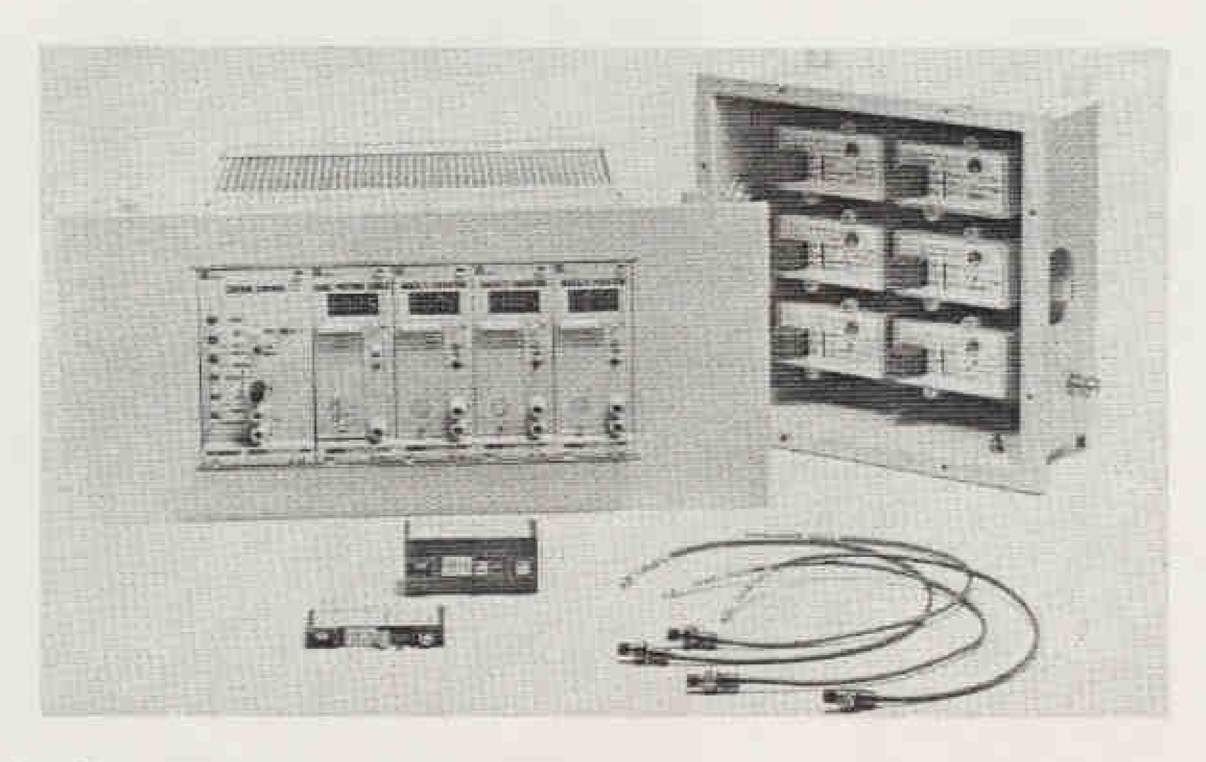


Fig. 29: VIBROCONTROL 2000 para la vigilación del compresor de un turbo-grupo de gas (corresponde a la fig. 28)

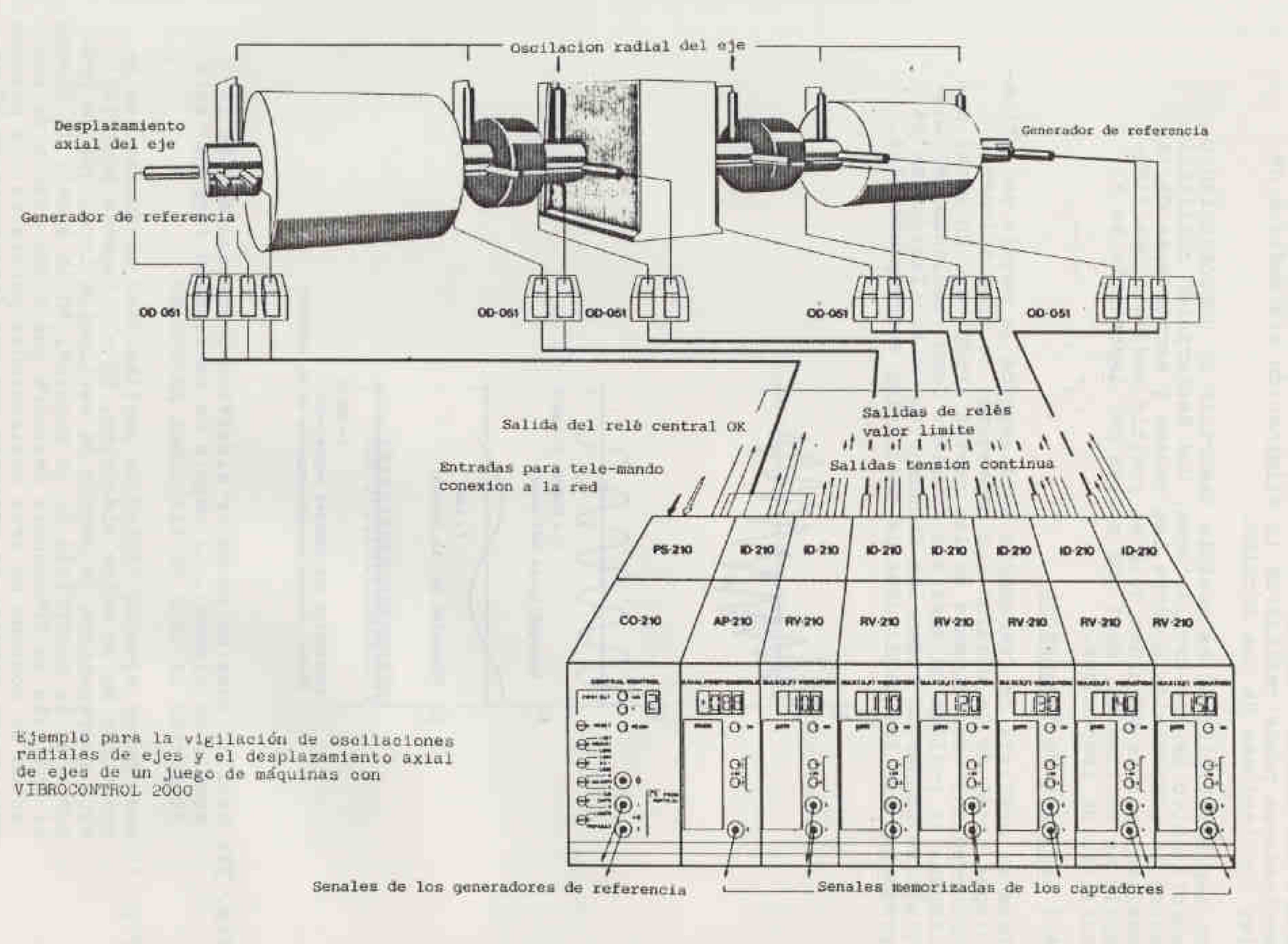


Fig. 30: Vigilación de oscilaciones relativas de ejes y del desplazamiento axial de un turbojuego industrial con el sistema de vigilación para máquinas modular VIBROCONTROL 2000

4. Diagnósis de oscilaciones de máquinas

Si las oscilaciones que se presentan en una máquina sobrepasan los valores límites, entonces se plantea la pregunta sobre las causas. Unicamente conociendo las causas y los excitadores puede realizarse la eliminación sistemática de las oscilaciones de una máquina.

Midiendo y vigilando es posible describir el comportamiento cuantitativo de las oscilaciones. Una declaración cualitativa sobre la composición o sobre las causas y excitadores de las oscilaciones de máquinas sólo es posible mediante una diagnosis de oscilación. Aquí una medida muy importante es el análisis de frecuencia.

4.1 Análisis de frecuencia

Para el análisis de frecuencia será captada la mezcla de oscilaciones total de la máquina con captadores de oscilaciones y descompuesta técnicamente en las partes armónicas. En otras palabras: se realiza un análisis Fourier. Como resultado del análisis se conservan todas las frecuencias de oscilación que se presentan con las amplitudes de oscilación correspondientes.

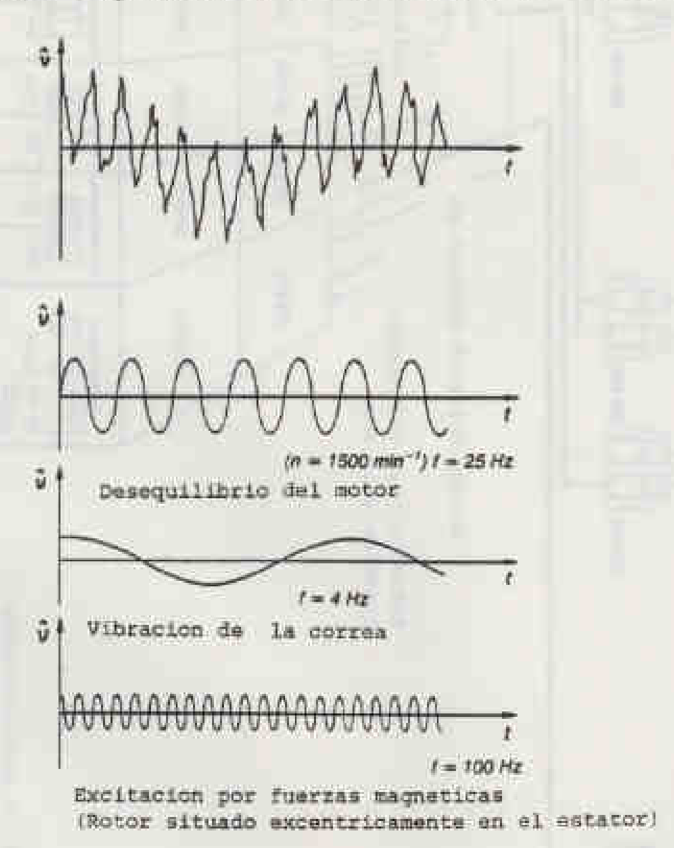


Fig. 31: Oscilaciones en un motor eléctrico (representado en la escala de tiempo). La mezcla de oscilación (arriba) está compuesta de tres oscilaciones parciales.

Fig. 31 muestra un ejemplo típico de oscilaciones mecánicas que se presentan en un motor eléctrico. En el diagrama superior está representada la mezcla de oscilación total que se presenta en la superficie de la máquina, en la escala de tiempo. El análisis de frecuencia descubre que dicha mezcla de oscilación se compone de tres oscilaciones parciales. La primera oscilación parcial se presenta con una frecuencia de 25 Hz. Esto es idéntico a la frecuencia de rotación del motor eléc-

La segunda oscilación parcial se presenta con una frecuencia de 4 Hz, su causa deberá ser buscada en la correa accionada por la polea del motor, la cual en el ejemplo anterior había girado con 4 Hz. La tercera oscilación parcial posee una frecuencia de 100 Hz y es típica para máquinas de tensión alterna. Durante cada período de la tensión de la red, el campo magnético de la máquina eléctrica será dos veces cambiado de magnetización, de modo que en el estator se presentan fuerzas alternas con doble frecuencia de red. Con ello las chapitas del estator serán excitadas a oscilaciones con f = 100 Hz.

La representación simultánea de las tres oscilaciones parciales armónicas conduce al desarrollo de oscilaciones, representado en el diagrama superior. Ya este ejemplo sencillo indica, que sólo mediante un análisis de frecuencia es posible una interpretación de las oscilaciones y una identificación segura de las causas de oscilación.
Las ventajas, que ofrece el análisis de frecuencia en la eliminación de las oscilaciones, se ven claramente en la figura siguiente. Aquí son representados los resultados del análisis de frecuencia en la escala de frecuencia que han sido realizados en una máquina de cepillar madera. Sobre la frecuencia se encuentran las velocidades de oscilación de las oscilaciones individuales de cojinetes. Para mejor visibilidad ambos ejes están divididos en forma logarítmica.

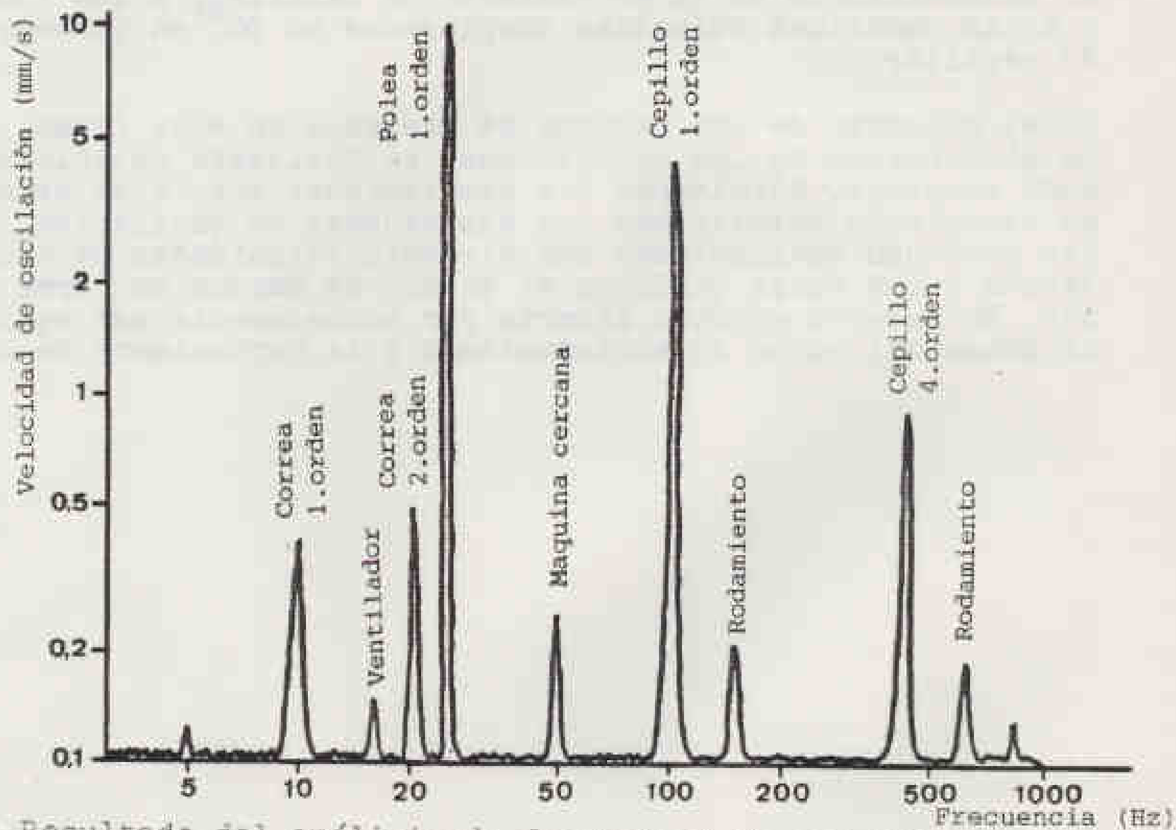


Fig. 32: Resultado del análisis de frecuencia en una máquina de cepillar madera (representado en la escala de frecuencia).

Valorizando un análisis de frecuencia se deberá partir del hecho que cada elemento de la máquina rotativo u oscilante produce oscilaciones y eso preferentemente con su frecuencia de movimiento. Aquí la causa deberá ser buscada en el desequilibrio de los rotores y para los elementos que se mueven en las fuerzas de masas no compensadas totalmente. Con ayuda del espectro de frecuencia determinado y un plano de la máquina las oscilaciones parciales individuales deberán ser coordinadas a las masas movibles de la máquina, es decir, deberán ser determinados los excitadores de las oscilaciones.

En el ejemplo presente la frecuencia rotativa de la correa de accionamiento es 10 Hz. En cada giro el punto de juntura de la correa excita la polea del motor de accionamiento y la polea del husillo a oscilaciones. Con ello se presentaron oscilaciones con 10 Hz, y tambíén con doble frecuencia, o sea 20 Hz. La oscilación parcial con la mayor velocidad de oscilación presentó una frecuencia de 24,9 Hz. Esta frecuencia coíncide exactamente con la frecuencia rotativa de la polea. El resultado: desequilibrio en la polea.

Las demás frecuencias pueden ser coordinadas en la misma manera a una máquina fresadora cercana, montada sobre el mismo fundamento, al desequilibrio de la herramienta de cepillar, a los rodamientos y a las cuchillas colocadas desplazadas en 90° en la herramienta de cepillar.

Si el espectro de una máquina se presenta en esta forma, entonces la eliminación de las oscilaciones se realizará relativamente en modo sencillo. Eliminando las oscilaciones parciales determinadas se recomienda iniciar con los excitadores de oscilación, los cuales producen oscilaciones con elevadas velocidades de oscilación, debido a que éstas influyen el estado de marcha en forma particular. En nuestro ejemplo deberán por consecuencia ser equilibradas la polea del motor de accionamiento y la herramienta de la máquina.

4.2 Causas de oscilacion y su identificacion

En la practita ya muchas veces se ha expresado el deseo, de obtener una receta patentada para una identificacion segura de excitadores de oscilaciones. Esto solo es posible por parte a la vista de la distinta construccion de las maquinas, en particular por los multiples principios de construccion. La firma SCHENCK suministra con cada aparato analizador de oscilaciones suficiente material informativo. No obstante no hay garantia que utilizando esta documentacion pueda ser encontrado cada excitador de oscilacion imaginable en una maquina.

En las figuras 33 y 34 estan aclaradas las mas frecuentes causas de oscilaciones de maquinas, sus propiedades de reconocimiento caracteristicas y las correspondientes medidas de reparacion.

En el primer lugar de todas las causas de oscilaciones esta el desequilibrio de rotores. El desequilibrio es el excitador de oscilaciones mas frecuente en la construccion de maquinas. Esto conduce siempre a oscilaciones de frecuencia de rotacion, las cuales pueden ser eliminadas equilibrando el rotor o por lo menos reducidas a valores admisibles.

Causas	Frecuencias f	Amplitud	Observaciones	Remedio
Desequilibrio del rotor.	Se produce a la frecuencia f del rotor.	Normalmente es constante y reproducible. Valor máximo se obtiene en sentido radial.	Es el motivo más frecuente de vibraciones en las máquinas.	Equilibrar en 2 planos (ó en 1, en caso de rotores en forma de disco).
Montajes defectuosos. (centrajes deficientes, acoplamientos agarrotados juegos y excentricidades en las bridas de unión)	Se produce a la frecuencia f del rotor.	Se suelen dar vibraciones radiales y también axiales.	Son datos a considerar las fuertes vibraciones axiales así como la variación del estado de equilibrado.	Centrar las piezas giratorias. Comprobar con el comparador la excentricidad radial y axial.
Cojinetes de rodillos en mal estado.	Se produce a diversas frecuencias pero siempre relativamente elevadas.	No es constante y es prácticamente imposible de reproducir la indicación	La máxima amplitud se da en las proximidades del cojinete en mal estado.	Cambiar el cojinete defectuoso.
Ovalamiento del asiento del cojinete, cojinete deformado.	Se produce al doble ó triple ó multiplo, en general, de la frecuencia f del rotor.	Fuertes vibraciones radiales de amplitud constante.	Unos muñones ovalados originan vibraciones a una frecuencia doble de la del rotor, es decir, 2f	Rectificar muñón y dolla.
Juego excesivo en el cojinete de rodillos, anillo interior loco.	Se produce a la frecuencia f del rotor	Indicación no reproducible, ya que aumenta su valor de una marcha a la siguiente	Realizar diversas mediciones, anotándolas, obteniendo el circulo de dispersión.	Cambiar cojinete y verificar las tolerancias.
Correas defectuosas	Se produce a la frecuencia de la correa ó a un múltiplo de ella.	La aguja indicadora vibra. Predominan las vibraciones radiales a las axiales	Las vibraciones de la correa pueden observarse con la lámpara estroboscópica.	Se cambiará la correa empleando correas de sección constante.
Cambio defectuoso	Se produce a diversas frecuencias, especialmente muy elevadas, por ejemplo a Z f rotor siendo Z el nº de dientes	Generalmente, la amplitud es pequeña	Causas muy poco frecuentes de vibraciones mecánicas y a menudo acústicas.	Controlar los engranajes del cambio.
Perturbaciones eléctricas ó magnéticas.	Se produce a la frecuencia f del rotor, ó a la frecuencia de sincronismo ó a doble de la anterior	Indicación constante y reproducible; pequeñas amplitudes.	Se presentan estas observaciones cuando se ha conectado a la tensión de la red.	Generalmente es imposible la eliminación de estas vibraciones.
Perturbaciones hidráulicas ó neumáticas.	Se produce a frecuencias diversas (dependerá de aletas ó palas)	Normalmente, la indicación vibrará, siendo las amplitudes muy reducidas.	La construcción de chapa da lugar a vibraciones de resonancia.	Sólo se eliminará este tipo de vibraciones, cambio el tipo de construcción.
Masas oscilantes con mecanismo de cigüeñal.	Se produce a la frecuencia de carrera ó bien a un múltiplo par de aquella.	Las amplitudes son cada vez menores a medida que se aumenta el número de orden de las vibraciones parciales.	Se medirán las vibraciones radiales en sentido horizontal y vertical.	Las vibraciones de 1ª.orden pueden reducirse mediante equilibrado. La eliminación de las vibraciones de mayor orden sólo lo será posible realizando cambios en la construcción.
Máquinas vecinas	Se produce a varias frecuencias, especialmente a las de las máquinas vecinas.	Las amplitudes dependerán de la colocación de la máquina. En el caso de máquinas sincrónicas pueden darse interferencias.	Se da normalmente en casos de circuitos de construcción metálica ó ligera.	a) Se habrá de eliminar las vibraciones de las máquinas vecinas. b) Aislamiento de vibraciones.

Fig. 33 y 34: Causas de vibraciones y su identificacion

4.3 Como se realizan los analisis de frecuencia?

Los aparatos de medicion portatiles de la firma Schenck ofrecen todos la posibilidad, de realizar los analisis de frecuencia en la forma representada. Para este fin los aparatos estan equipados con amplificadores de seleccion de frecuencia. Estos consisten en SCHENCK casi exclusivamente de filtros de correlacion, es decir, multiplicadores electronicos. Estos ofrecen la ventaja de una alta precision y una elevada selectividad. Ademas permiten el registrado automatico del analisis de frecuencia sobre registradores XY que se pueden adquirir en el comercio.

Aparatos de medición para el análisis de frecuencia de oscilaciones de máquinas

- Aparato de medición de la intensidad de oscilación y aparato analizador VIBROMETER 25
- Aparato de equilibración, analización y medición de la intensidad de oscilación VIBROTEST
- Aparato de medición de las oscilaciones universal VIBROPORT

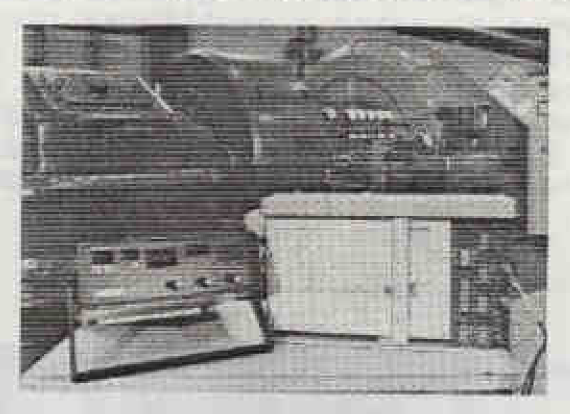


Fig. 35: Análisis de frecuencia en un turbojuego con el aparato de medición de las oscilaciones universal VIBROPORT. El espectro de frecuencia será registrado directamente sobre el registrador X/Y. Esto permite analizar tanto oscilaciones absolutas de cojinetes como también oscilaciones relativas de ejes.

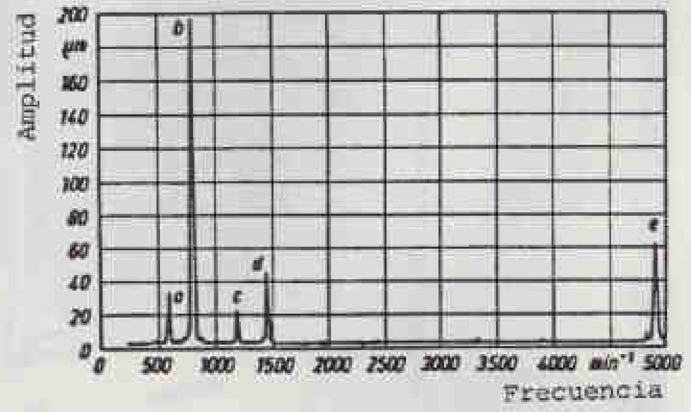


Fig. 36: Ejemplo para el registrado de un espectro de frecuencia con el VIBROTEST y el registrador X/Y. El análisis de frecuencia ha sido realizado en un ventilador y se descubrió las siguientes causas de oscilación:

a) Correas de accionamiento defectuosas ($n = 620\ min^{-1}$)
b) Desequilibrio de la rueda del ventilador ($n = 820\ min^{-1}$)

5. El equilibrado de rotores rigidos

Para ello hay a disposicion dos procedimientos usuales en la practica:

- el equilibrado sobre la maquina equilibradora y
- el equilibrado de servicio en condicion montada

Ambos procedimientos poseen campos de aplicacion especificos. La maquina equilibradora, en la forma como representada sobre la figura, es la solucion correcta tanto tecnica y economicamente, para todos los problemas de equilibrado en la fabricacion. Esta tiene que cumplir con respecto a sus dimensiones, la gama de peso y la potencia de accionamiento al rotor a equilibrar planteado. Aqui es de suma importancia el hecho, que para el equilibrado el rotor siempre tiene que ser llevado a la maquina equilibradora, y que en la regla sera equilibrado el rotor individual y no la maquina completa. Hoy en dia el equilibrado mismo puede ser realizado muy sencillamente con rapidez y seguridad.

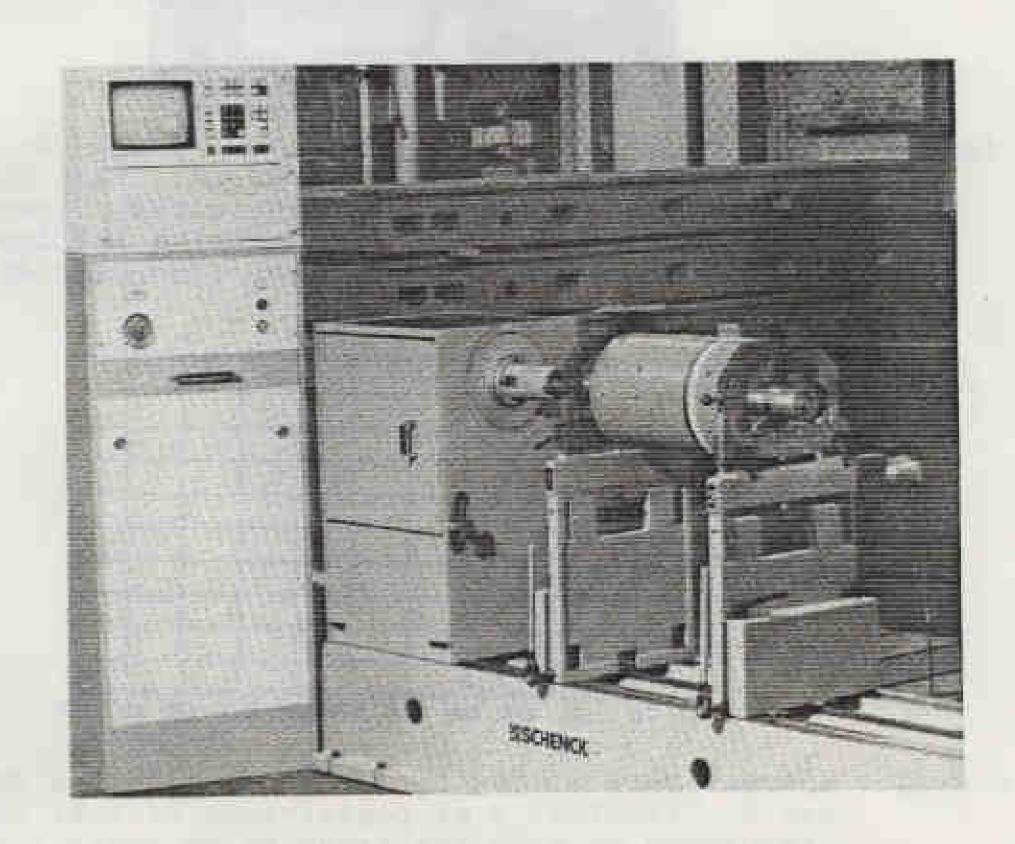


Fig. 37: Ejemplo para una maquina equilibradora con sistema de medicion por fuerzas.

El segundo metodo se denomina equilibrado en condicion de servicio de rotores. Aqui sera equilibrado el rotor en condicion montada como parte de la maquina completa. Es decir, que, p.ej., la rueda del ventilador sera equilibrada directamente en el ventilador de los gases de escape, el tambor centrifugo en la maquina centrifuga y la muela sobre la maquina amoladora. Con ello es innecesario de tener una maquina equilibradora disponible y con este metodo es innecesario, desmontar el rotor a equilibrar y transportar este. Para el equilibrado en condicion de servicio solo se empleara un aparato electronico en ejecucion pequena portatil, el cual sera llevado al rotor. Como ejemplo de un semejante aparato equilibrador electronico tenemos representado en la imagen 38 el aparato de medicion de oscilaciones universal VIBROPORT. Con el equilibrado en condicion de servicio se posee en la sala de prueba, en el montaje, service y para el mantenimiento en fabrica un metodo apropiado para el equilibrado de maquinas montadas completamente.

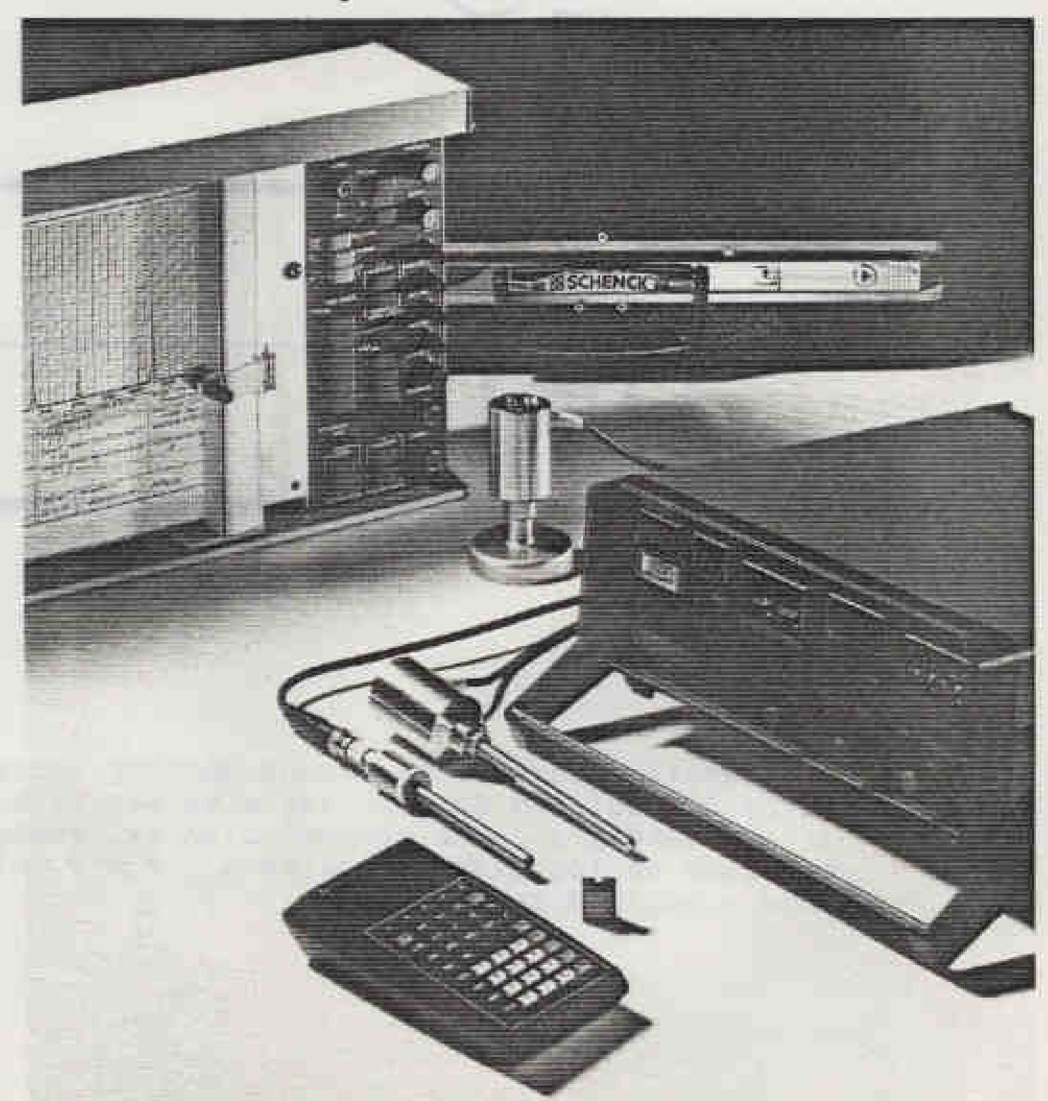


Fig. 38: Con el aparato de medicion de las oscilaciones universal VIBROPORT pueden ser equilibrados rotores de cualquier tamano y cualquier numero de revoluciones (50 ... 100 000 rpm) en

5.1 <u>El equilibrado en condición de servicio de rotores rígidos</u>

El procedimiento a emplear en el equilibrado en condición de servicio será explicado en un ejemplo de una máquina centrífuga. La construcción principal de la máquina centrífuga está representada en el imágen 39. Aquí se trata de un rotor rígido largo, el cual deberá ser compensado con un <u>equilibrado en dos planos.</u>

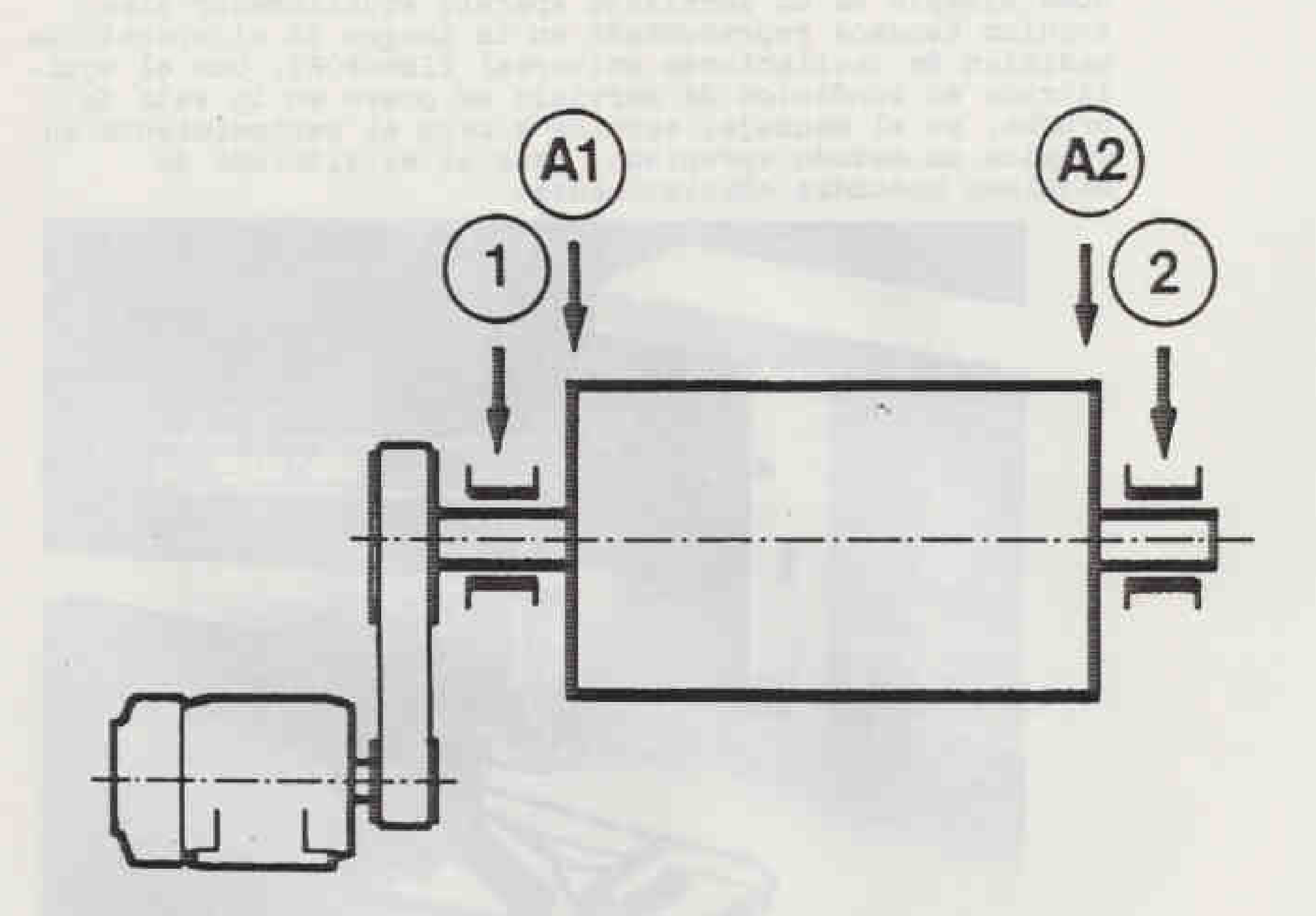


Fig. 39: Construcción esquemática de una máquina centrífuga. Como puntos de medición deberán ser elegidas ambas posiciones del cojinete 1 y 2. La compensación del desequilibrio será realizada en los planos finales A 1 y A 2 del rotor agregando o sacando masa.

Para la determinación de las masas de compensación medimos las oscilaciones frecuentes en la rotación del tambor centrífugo en ambas posiciones del cojinete 1 y 2. La realización práctica de la medición del desequilibrio con el aparato de medición de las oscilaciones universal VIBROPORT lo muestra la imágen 40. Aqui se ven los dos captadores de oscilaciones, los cuales han sido atornillados cerca de las posiciones del cojinete. Además pertenece a la prueba un generador de la marca de referencia óptico, el cual realiza palpando una marca claro-oscura en el eje del rotor la referencia del ángulo entre el cuerpo a equilibrar y el aparato VIBROPORT.

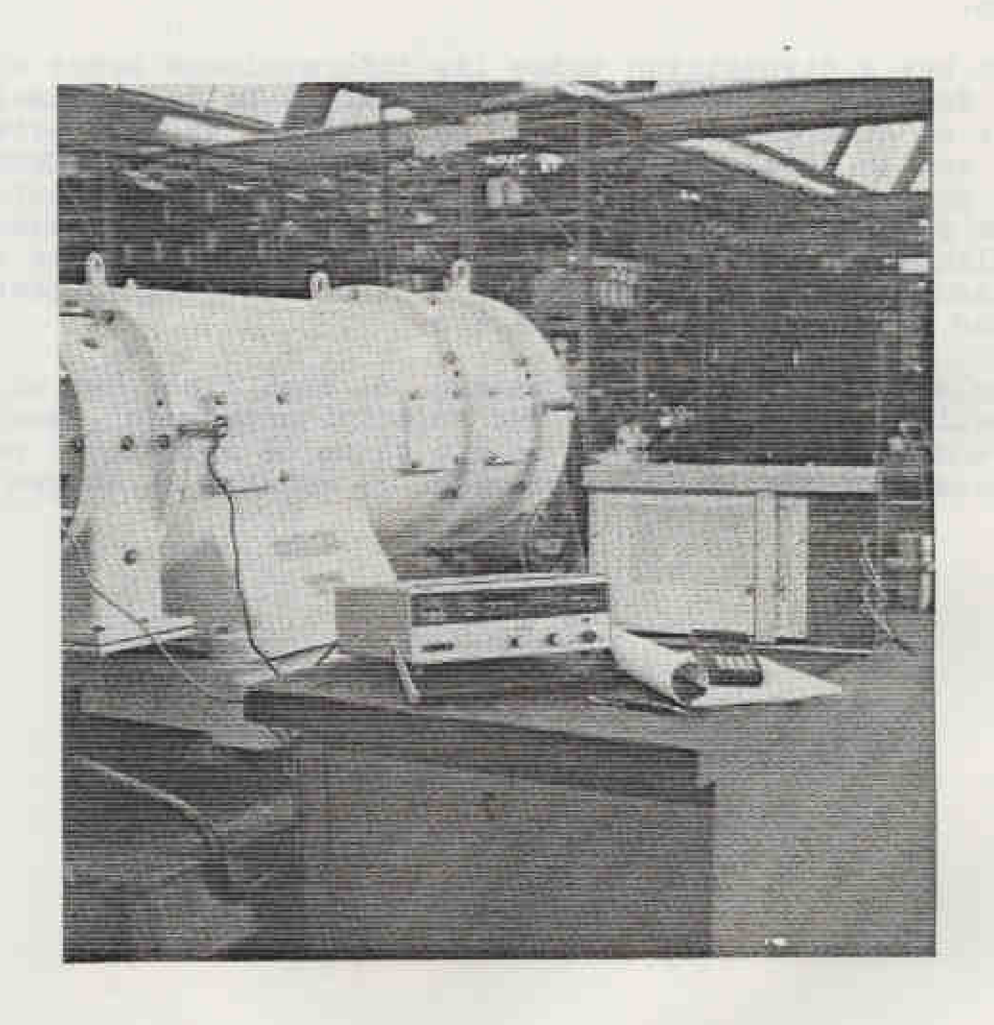


Fig. 40: Una máquina centrífuga será re-equilibrada en dos planos sobre el banco de prueba. El aparato de medición de oscilaciones universal VIBROPORT indica la magnitud y la posición angular de las oscilaciones de desequilibrio.

En una primera carrera de medicion seran medidas con el VIBROPORT la posicion angular y la magnitud de las oscilaciones frecuentes en la rotacion en la posicion del cojinete 1 y a continuacion en la posicion del cojinete 2. Estos resultados indica digitalmente el aparato VIBROPORT. Los valores de medicion seran entrados en el calculador de bolsillo programable correspondiente. La maquina centrifuga sera entonces parada y colocada una masa de tarado en el plano de compensacion A1. Alcanzando el numero de revoluciones de servicio seran medidas nuevamente las oscilaciones de desequilibrio y entrados otra vez los valores resultantes en el calculador de bolsillo. La masa de tarado sera sacada del plano A1 y colocada una masa de tarado en el plano A2. Los valores de medicion resultantes tambien deberan ser entrados en el calculador de bolsillo.

Con ello hay a disposicion todas las informaciones sobre el estado de desequilibrio del tambor centrifugo. De la evaluacion ulterior se encarga el calculador de bolsillo, el cual esta programado con un modulo de equilibrado desarrollado por SCHENCK. Despues de un tiempo de calculo de pocos segundos este entrega la magnitud y la posicion angular de las masas de compensacion para ambos planos de compensacion. Estas pesas seran colocadas en el tambor centrifugo y en un ciclo de control sucesivo comprobada la exactitud de la masa de compensacion.

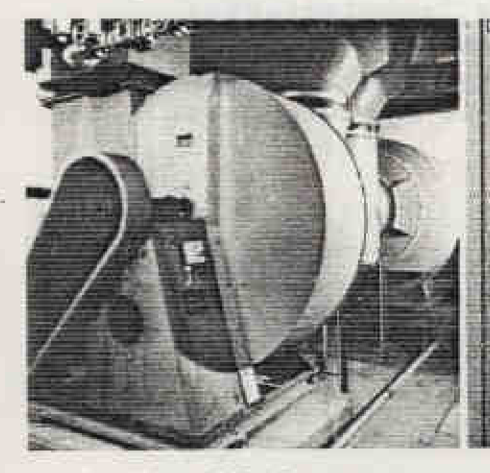
El calculador de bolsillo programado, el cual tiene hoy en dia en el equilibrado de servicio una especial aceptacion, puede ser completado para el registrado de los datos de medicion y pesos de compensacion con un impresor, esto lo muestra la imagen 41.

Si el rotor posee en relacion con su diametro solo una anchura reducida, o sea, que es discoidal, entonces es suficiente un equilibrado en un unico plano. Esto es el caso para muelas, sopladores y ventiladores, volantes, poleas, acoplamientos, ruedas dentadas, etc. El equilibrado en condicion de servicio sera entonces mas sencillo y rapido, pues hay que efectuar un solo proceso de tarado y colocar un solo peso de compensacion.



Fig. 41: El calculador de bolsillo programable con el modulo de equilibrado desarrollado por SCHENCK tipo CAB 41 facilita y acelera el equilibrado en condicion de servicio de rotores. A deseo el calculador puede ser completado con un impresor manual para el protocolado de los valores de medicion.

En la imágen 42 está representado el proceso del equilibrado en un plano de un ventilador completamente montado:


1. Ventilador con accionamiento en su lugar de servicio


2. Aplicación de una marca de ángulo en la polea


3. Colocación y conexión del aparato de equilibrado VIBROTEST


4. Ajuste del no. de revoluciones de servicio en el VIBROTEST mediante estroboscopio


5. Medición de la magnitud y posición angular de las oscilaciones de desequilibrio. La posición angular será destellada en el rotor con una lámpara estroboscópica.

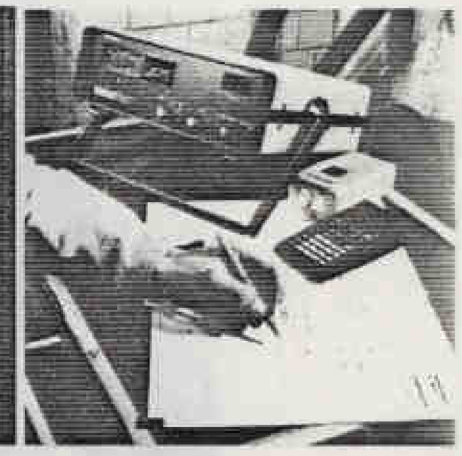

6. Determinación de l magnitud y posició angular del peso c compensación con e calculador portati y módulo de equili brado CAB 41.

Fig. 42: Equilibrado en condición de servicio del ventilador de una instalación de aire acondicionado con el aparato de equilibrado, analizado y medición de la intensidad de oscilación VIBROTEST

La construccion esquematica del ventilador se puede ver en la imagen 43:

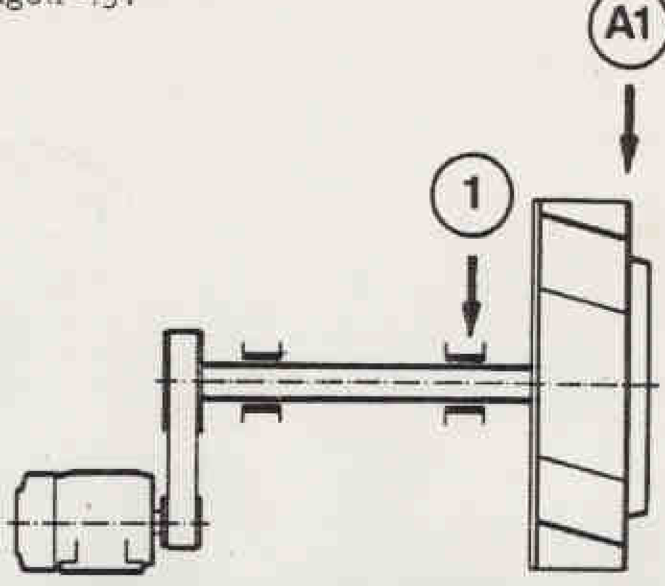


Fig. 43: Las oscilaciones de desequilibrio del ventilador seran medidas en la posicion del cojinete 1 y el desequilibrio compensado en el plano del centro de gravedad A1.

El equilibrado en un plano requiere tres carreras de medicion:

Carrera de medicion 1:

Con el aparato equilibrador seran medidas la magnitud y la posicion angular de las oscilaciones de desequilibrio en la posicion del cojinete 1 ("desequilibrio inicial"). Sera parado el rotor. Los valores de medicion seran entrados en el calculador de bolsillo con el modulo de equilibrado.

Carrera de medicion 2:

En el plano de compensacion A1 del rotor sera colocado un desequilibrio conocido ("masa de tarado"). El rotor sera llevado a su numero de revoluciones de servicio. La magnitud y la posicion angular de las oscilaciones seran medidas nuevamente en la posicion del cojinete 1.

El rotor sera parado y entrados los nuevos valores de medicion en el calculador de bolsillo.

El calculador de bolsillo determina el tamano del peso de compensacion y el lugar, en el cual debera ser colocado este en el rotor. El peso de compensacion sera colocado en el plano de compensacion A1.

Carrera de medicion 3:

Con este ciclo de control puede ser controlada la compensacion del desequilibrio. Para ello deberan ser medi-